

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
Белорусский национальный технический университет

Кафедра «Гидропневмоавтоматика и гидропневмопривод»

Л. Г. Филипова
С. В. Ермилов

ГИДРАВЛИКА, ГИДРОПРИВОД И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА: ПРАКТИКУМ

Пособие
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»

*Рекомендовано учебно-методическим объединением по образованию
в области транспорта и транспортной деятельности*

Минск
БНТУ
2020

УДК 532+62-82(076.5)

ББК 30.123я7

Ф53

Р е ц е н з е н т ы:

заведующий кафедрой «Тракторы и автомобили» УО БГАТУ,
канд. техн. наук, доцент *Г. И. Гедроить*;
начальник сектора мобильной гидравлики ИП «Линтера ТехСервис»
канд. техн. наук *Е. М. Заболоцкий*

Филипова, Л. Г.

Ф53 Гидравлика, гидропривод и гидропневмоавтоматика: практикум : пособие для студентов специальности 1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)» / Л. Г. Филипова, С. В. Ермилов. – Минск: БНТУ, 2020. – 69 с.

ISBN 978-985-583-108-3.

В пособии освещены вопросы конструкций и принципа действия различных гидравлических аппаратов: гидродросселей, гидроклапанов, гидрораспределителей, гидронасосов и гидродвигателей. В пособие включены методики определения их статических характеристик.

УДК 532+62-82(076.5)

ББК 30.123я7

ISBN 978-985-583-108-3

© Филипова Л. Г., Ермилов С. В., 2020

© Белорусский национальный
технический университет, 2020

Лабораторная работа № 1
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОСТИ МИНЕРАЛЬНЫХ МАСЕЛ

Цель работы: Определение кинематической вязкости минеральных масел.

Краткие теоретические сведения

Свойства среды сопротивляться сдвигающим усилиям называют **вязкостью**. Силы вязкости или силы внутреннего трения обусловлены действием межмолекулярных связей между движущимися слоями жидкости:

$$F_{\mu} = \pm \mu \cdot S \frac{du}{dy}, \quad (1.1)$$

где μ – динамический коэффициент вязкости;

S – площадь соприкосновения слоев;

$\frac{du}{dy}$ – градиент скорости (интенсивность изменения величины

скорости по нормали к ее направлению).

Динамический коэффициент вязкости является основной количественной характеристикой вязкости жидкости и газов и имеет размерность

$$[\mu] = \frac{[F_{\mu}]}{\left[S \frac{du}{dy}\right]} = \frac{F \cdot T}{L^2} = \frac{M}{L \cdot T}.$$

Единицей измерения μ в системе СИ является $\frac{\text{Н} \cdot \text{с}}{\text{м}^2} = \text{Па} \cdot \text{с}$.

Наряду с динамическим коэффициентом вязкости в гидродинамике широко применяется *кинематический коэффициент вязкости*

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

где ρ – плотность жидкости.

Размерность $[\nu] = \frac{L^2}{T}$.

Единица измерения ν в системе СИ – м²/с.

Единица измерения кинематического коэффициента вязкости, см²/с, называется **стоксом**, обозначается – Ст, мм²/с – сантистоксом (сСт).

Динамический коэффициент вязкости μ зависит от температуры, причем для жидкостей при повышении температуры он убывает, а для газов – возрастает.

Для оценки степени зависимости от температуры существуют различные показатели. ГОСТ 3153-86 устанавливает в качестве показателя, характеризующего пологость температурной кривой вязкости масла, **температурный коэффициент вязкости (ТКВ)**:

$$\text{ТКВ}_{20\dots 100} = 1,25 \frac{\nu_{20} - \nu_{100}}{\nu_{50}}, \quad (1.2)$$

где ν_{20} , ν_{100} , ν_{50} – значения кинематических коэффициентов вязкости при температурах 20, 50 и 100 °С.

Широкое распространение для оценки вязкостно-температурных характеристик масел получил **индекс вязкости (ИВ)** Дина и Девиса. Индекс вязкости устанавливает характер изменения вязкости в зависимости от температуры по сравнению с двумя жидкостями, принятыми за эталонные, причем при 98,9 °С эталонные и испытываемые жидкости должны иметь одинаковую вязкость. ИВ эталонной жидкости, имеющей круто падающую характеристику, условно считается равным нулю. ИВ эталонной жидкости, имеющей пологую характеристику, принимается равным 100. ИВ испытываемой жидкости определяется по отношению

$$\text{ИВ} = \frac{\nu_1 - \nu}{\nu_1 - \nu_2} \cdot 100, \quad (1.3)$$

где ν_1 – вязкость жидкости с ИВ = 0;

ν_2 – вязкость жидкости с ИВ=100;

ν – вязкость испытываемой жидкости.

При этом ν_1 , ν_2 , ν_3 определяются при одинаковой температуре 37,8 °С.

Схема определения ИВ показана на рис. 1.1.

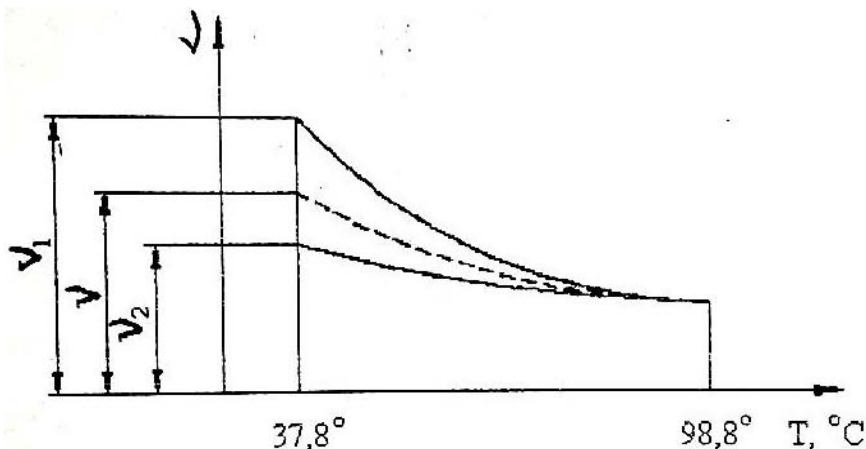


Рис. 1.1. Схема определения ИВ

Значения ИВ порядка 80–100 и выше характеризуют хорошие вязкостно-температурные свойства масла, значения 50–60 и ниже свидетельствуют о большой крутизне вязкостно-температурной кривой и о неудовлетворительности соответствующих свойств масла.

Описание работы и методика проведения эксперимента

Вязкость минерального масла может быть определена с помощью капиллярного вискозиметра ВПЖ-4 (ГОСТ 33-82). Вискозиметр (рис. 1.2) представляет собой стеклянную изогнутую трубку, в колено которой впаян капилляр. При изменении вязкости масло течет по капилляру, причем количество жидкости, протекающее через капиллярную трубку, прямо пропорционально времени t и обратно пропорционально кинематическому коэффициенту вязкости ν .

Перед определением вязкости вискозиметр должен быть тщательно промыт растворителем, хромовой смесью и высушен. Вискозиметр, заполненный маслом, укрепляют на штативе и опускают

в термостат, в котором установлена температура, необходимая для измерения вязкости.

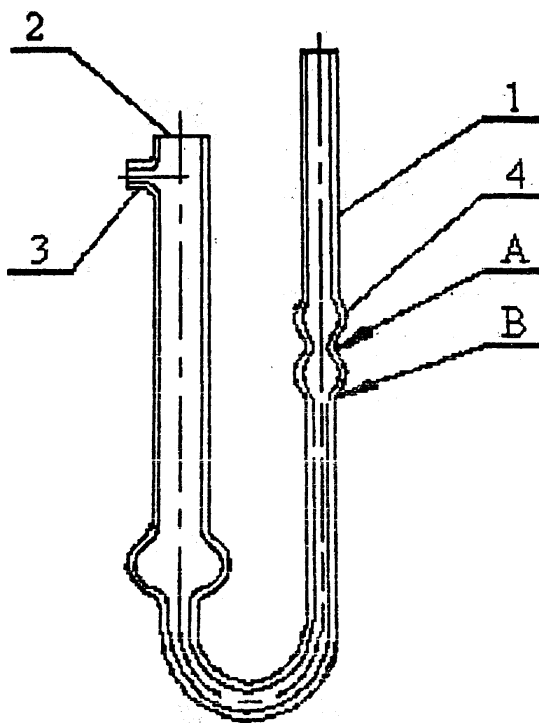


Рис. 1.2. Вискозиметр

С помощью напора уровень масла в колене *1* вискозиметра поднимают примерно до 1/3 расширения *4* (см. рис. 1.2). Сообщают колено *1* с атмосферой. Определяют время опускания уровня масла от риски *A* до *B*.

Производят несколько измерений времени истечения масла при следующих температурах: 20; 40; 50; 70; 90; 100 °С.

Опытные данные и значения коэффициентов ν , подсчитанных по формуле (1.4), заносят в табл. 1.1.

Согласно требованиям ГОСТ 3153-88 необходимо проводить по три опыта при каждой температуре и определять дополнительно средние значения параметров T , t , ν .

Таблица 1.1

№ опытов	Температура $T, ^\circ\text{C}$	Время истечения $t, \text{с}$	Кинематический коэффициент вязкости $\nu, \text{Ст}$
1			
2			
3			

Кинематический коэффициент вязкости подсчитывают по формуле

$$\nu = c \cdot T \cdot \frac{g}{9,81} \cdot K, \quad (1.4)$$

где c – постоянная вискозиметра, $\text{м}^2/\text{с}^2$,

T – среднее арифметическое время течения нефтепродукта в вискозиметре, с;

g – ускорение силы тяжести в месте измерения вязкости, $\text{м}/\text{с}^2$;

9,81 – нормальное ускорение силы тяжести, $\text{м}/\text{с}^2$;

K – коэффициент, учитывающий изменение гидростатического напора жидкости в результате расширения ее при нагревании.

Для вискозиметра типа ВПЖ-4

$$K = 1 + 0,000040\Delta T,$$

где ΔT – разность между температурой масла при заполнении вискозиметра и температурой масла при определении вязкости.

$\frac{g}{9,81}$ можно принять равным 1.

Если ΔT не более 10°C , коэффициент K принимают равным 1.

Кинематический коэффициент вязкости вычисляют с точностью до четвертой значащей цифры.

На основании опытных данных строится график зависимости вязкости масла от температуры.

Для оценки степени зависимости вязкости от температуры подсчитываются ТКВ и ИВ.

Контрольные вопросы

1. Что такое вязкость жидкости?
2. Физический смысл динамического коэффициента вязкости.
3. Взаимосвязь между динамическим и кинематическим коэффициентом вязкости.
4. Единицы измерения кинематического и динамического коэффициентов вязкости жидкости.
5. Назовите основные приборы, которыми определяют кинематический и динамический коэффициенты вязкости.
6. Как зависит вязкость жидкости от температуры и давления?
7. Что такое индекс вязкости?

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПОРОВ В ТРУБОПРОВОДЕ

Цель работы:

1. Изучить основной закон гидродинамики.
2. Построить пьезометрическую и напорную линии для трубопровода переменного сечения.

Краткие теоретические сведения

Каждая частица движущейся жидкости обладает определенным запасом потенциальной и кинетической энергии. При движении жидкости в канале из-за трения о его стенки часть энергии преобразуется в тепловую. Кроме того, при деформации потока местными сопротивлениями происходит преобразование потенциальной энергии в кинетическую или наоборот. Энергию, отнесенную к единице веса жидкости, называют **удельной**.

Основной закон гидродинамики (уравнение Бернулли) устанавливает связь между значениями удельной энергии в двух сечениях установившегося, плавно изменяющегося потока (по отношению к плоскости сравнения), представляет собой уравнение баланса энергии

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{\alpha_1 v_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{\alpha_2 v_2^2}{2g} + h_c,$$

где Z_1, Z_2 – высоты положения сечений 1 и 2, м;

p_1, p_2 – давление жидкости в сечениях 1 и 2, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

v_1, v_2 – скорости движения жидкости в сечениях 1 и 2, м/с;

α – безразмерный коэффициент Кориолиса, учитывающий влияние первоначального распределения скорости по живому сечению потока жидкости ($\alpha = 1-2$);

h_c – полная потеря напора, м.

Каждый член уравнения Бернулли имеет геометрический и энергетический смысл.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока полной удельной энергии или гидродинамического напора, называется **линией энергии** или **напорной линией**. Уклон этой линии (падение ее на единицу расстояния) называется **гидродинамическим уклоном**.

Линия, характеризующая закон распределения по длине потока удельной потенциальной энергии или пьезометрического напора, называется **линией потенциальной энергии** или **пьезометрической линией**. Уклон этой линии называется **пьезометрическим уклоном**.

Таблица 2.1

Величина	Геометрический смысл	Энергетический смысл
Z	Высота положения	Удельная потенциальная энергия положения
$\frac{p}{\rho g}$	Пьезометрическая высота	Удельная потенциальная энергия давления
$Z + \frac{p}{\rho g}$	Пьезометрический напор	Удельная потенциальная энергия
$\frac{\alpha v^2}{2g}$	Скоростной напор	Удельная кинетическая энергия
$Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$	Гидравлический напор	Полная удельная энергия
h_c	Потери напора	Потери энергии

Описание установки и методика проведения опыта

Опытная установка представлена на рис. 2.1. Исследуемый участок смонтирован из труб 11 различных диаметров, последовательно соединенных между собой. Трубы выполнены из прозрачного материала (оргстекла).

К характерным участкам трубопровода подключены пьезометры 12. Все пьезометры закреплены на вертикальной панели 13. Рабочая жидкость поступает в опытный трубопровод из напорного бака 10, уровень масла в напорном баке поддерживается постоянным.

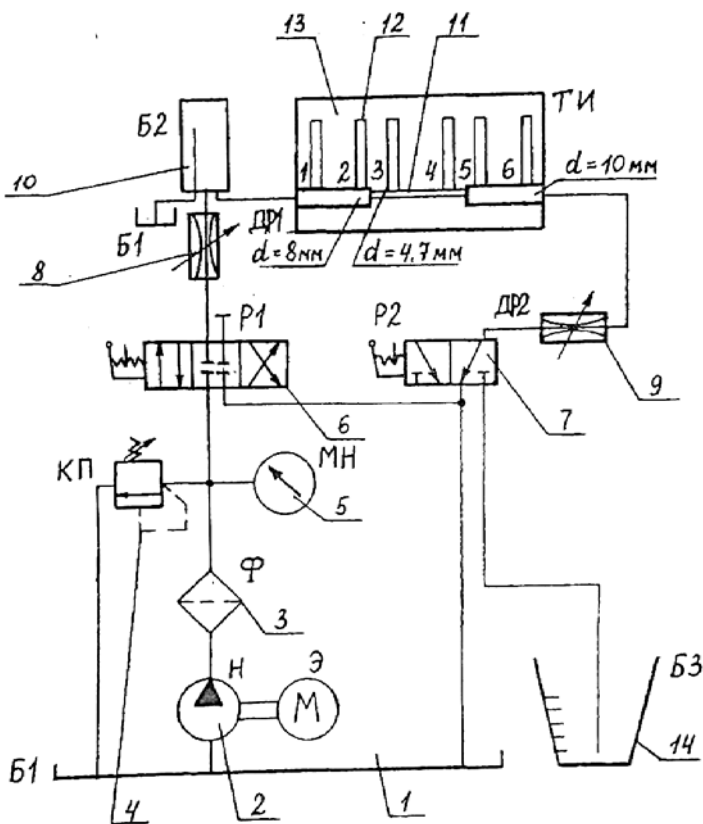


Рис. 2.1. Схема установки для построения напорной и пьезометрической линии

В напорный бак масло подается пластинчатым насосом 2 через фильтр 3, распределитель 6, дроссель 8.

Открытием дросселя 9 устанавливается определенный расход масла в опытном трубопроводе. Уровни масла в пьезометрах уменьшаются до значения высот, соответствующих избыточному давлению в точках подключения пьезометров при фиксированном расходе. Фиксируют показания пьезометров. Для измерения расхода распределитель 7 переключает поток масла на мерный бак 14, объем которого известен. Время наполнения мерного бака фиксируется электромеханическими часами.

Порядок проведения расчетов следующий:

1. По расходу и заданным размерам сечений трубопроводов подсчитываются средние скорости в этих сечениях:

$$v = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ м/с.}$$

2. После измерения температуры масла, определяется его вязкость по вязкостно-температурной кривой.

Опыты необходимо проводить при различных расходах. Показания приборов и результаты обработки измерений заносят в табл. 2.2 и 2.3.

Таблица 2.2

№ опыта	Объем масла V , м ³	Время t , с	Расход Q , м ³ /с

Таблица 2.3

Наименование	Сечения					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр d , м						
Площадь S , м ²						
Показания пьезометра $Z + \frac{p}{\rho g}$, м						
Средняя скорость $v = Q/S$, м/с						
Число Рейнольдса $Re = (v \cdot d)/\nu$						
Скоростной напор $\frac{\alpha v^2}{2g}$, м						
Гидродинамический напор $Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}$, м						
Потери напора h_c , м						

3. Подсчитывается число Рейнольдса

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}.$$

4. Вычисляется скоростной напор в каждом сечении $\frac{\alpha v^2}{2g}$, где

α – коэффициент Кориолиса (для ламинарного режима течения $\alpha = 2$, для турбулентного – $\alpha \approx 1$).

5. Определяется полный гидродинамический напор

$$H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g},$$

суммируя пьезометрический напор $Z + \frac{p}{\rho g}$ и скоростной $\frac{\alpha v^2}{2g}$.

6. Подсчитываются потери напора h_c между сечениями как разница полных гидродинамических напоров в двух соседних сечениях.

7. Строятся пьезометрическая и напорная линии. На схему трубопровода наносится пьезометрическая линия по показаниям пьезометров

$Z + \frac{p}{\rho g}$ и напорная линия по вычисленным значениям

полного гидродинамического напора

$$H = Z + \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g}.$$

Контрольные вопросы

1. Назовите два режима течения жидкости.
2. Чем установившееся движение жидкости отличается от неустановившегося, равномерное от неравномерного, напорное от безнапорного? Как определяется средняя скорость жидкости?
3. Каков геометрический смысл членов уравнения Бернулли? Каков их энергетический смысл?
4. От чего зависит численное значение коэффициента Кориолиса?
5. Когда пьезометрическая и напорная линии параллельны между собой?
6. С помощью каких линий можно судить о величине и изменении давления вдоль потока?

Лабораторная работа № 3

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ ДРОССЕЛИ И РЕГУЛЯТОРЫ ПОТОКА

Цель работы:

1. Изучить схемы, конструкции и принцип действия гидравлических дросселей и регулятора потока.
2. Практически ознакомиться с имеющимися в лаборатории моделями и узлами дросселей и регуляторов потока.
3. Составить отчет о работе и привести в нем краткое описание и схемы основных изучаемых устройств.

Краткое описание схем и конструкций гидродросселей

Гидродроссели предназначены для регулирования расхода жидкости и создания перепада давления на определенных участках гидролиний. Они исполняют роль гидравлических сопротивлений и относятся к регулирующим устройствам.

Назначение дросселя:

- ограничение расхода рабочей среды и создание перепада давления на пути ее движения;
- демпфирование механических систем;
- в проточных распределителях сопло-заслонка для уменьшения давления питания;
- перераспределение входного и выходного потоков рабочей среды, регулирование скорости перемещения рабочих органов машин и механизмов путем изменения величины потока рабочей среды.

По функциональному назначению дроссели классифицируют на постоянные и переменные.

По принципу действия различают дроссели линейные (ламинарные), или дроссели вязкого сопротивления; дроссели квадратичные (турбулентные), или дроссели вихревого сопротивления.

Постоянные дроссели

Постоянные дроссели в общем случае представляют собой отверстия в пластине. Их условно принято делить на шайбы и втулки. В дросселях типа шайба диаметр отверстия d значительно больше ее толщины l ($d \gg l$). Шайба может иметь одно или несколько

отверстий (рис. 3.1, а, б). Применяются дроссели с «плавающей» шайбой (рис. 3.1, в, г). Расходные, расходно-перепадные характеристики такого дросселя при прямом и обратном потоке рабочей среды не одинаковы. В практике их часто называют клапан-замедлитель. При движении рабочей среды слева направо (согласно схеме) (см. рис. 3.1, в) шайба 2 прижимается потоком к седлу и весь поток проходит (дросселируется) через отверстие Б. При движении потока в обратном направлении шайба 2 прижимается к фиксаторам 1, поток проходит через отверстия Б и А. Сопротивление дросселя резко снижается.

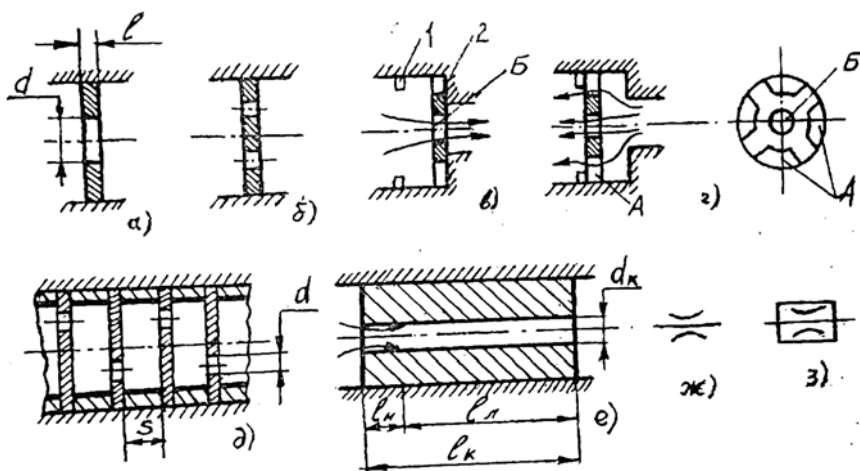


Рис. 3.1. Постоянные (нерегулируемые) дроссели

Дроссели типа шайба в основном работают в турбулентном режиме. Расход через дроссель Q_d связан с площадью его сечения A_d и перепадом давления Δp_d квадратичной зависимостью

$$Q_d = \mu_d A_d \sqrt{2\Delta p_d / \rho}, \quad (3.1)$$

где ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

μ_d – коэффициент расхода шайбы;

A_d – площадь проходного сечения дросселя, м^2 ;

При разработке гидросистем часто требуются дроссели с большим сопротивлением. Применение шайб с одним отверстием не может обеспечить высокий перепад давления, так как малое отверстие может быть со временем засорено продуктами износа. Ввиду этого применяются многоступенчатые дроссели, представляющие собой несколько последовательно расположенных шайб. С целью повышения стабильности расходных характеристик расстояния S между шайбами должно быть не менее $(3-5) d$. Толщина шайбы выбирается не более $(0,4-0,5) d$. Максимальный диаметр отверстия в шайбе должен быть не менее $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$. При сборке пакета шайб отверстия в них должны быть смещены друг относительно друга, как показано на схеме (рис. 3.1, δ).

Дроссельные шайбы типа втулка (рис. 3.1, ϵ) отличаются от дроссельных шайб не только конструктивными параметрами, но и зависимостью характеристик от режима течения и противодавления. Режим течения в шайбах турбулентный, во втулках (капиллярах) ламинарный. При применении дроссельных шайб зависимость между расходом и перепадом давления квадратичная и такие дроссели относятся к типу турбулентных (квадратичных). Потеря давления в турбулентных дросселях рассмотренного типа определяется в основном деформацией потока рабочей среды и вихреобразованием в канале малой длины.

В тех случаях, когда эта зависимость линейна, дроссели относятся к типу ламинарных (линейных). Как правило, такими дросселями являются втулки с малым проходным сечением канала (капилляра) d_k и большой длиной l_k ($l_k/d_k \gg 20$). В таких случаях потеря давления определяется преимущественно сопротивлением рабочей среды.

Рассмотренные типы дросселей сравнительно просты в изготовлении, но мало пригодны для управления потоками рабочих сред, поскольку характеризующие их параметры (диаметр и длина) конструктивно трудно поддаются изменениям. Поэтому дроссели типа шайба и втулка получили распространение как неуправляемые постоянные дроссели, выполняющие вспомогательные функции, а также как элементы вычислительных устройств в системах гидropневмоавтоматики, основанных, например, на применении системы универсальных элементов промышленной пневмоавтоматики (УСЭПА), где они играют важную роль в непрерывных операциях суммирования, умножения, дифференцирования и др.

Но в этих системах предъявляются высокие требования к точности их изготовления и стабильности характеристик.

Переменные дроссели

Помимо рассмотренных постоянных дросселей существует еще широкий класс регулируемых дросселей. Конструктивное выполнение их весьма разнообразно, но их объединяет наличие регулируемого зазора (щели) между двумя и более поверхностями или кромками, где и осуществляется дросселирование потока рабочей среды (рис. 3.2).

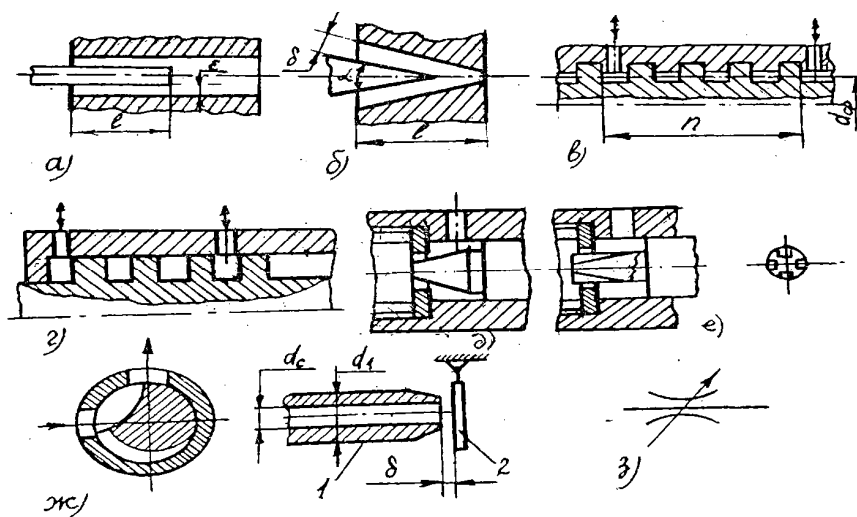


Рис. 3.2. Переменные (регулируемые) дроссели

На рис. 3.2, а представлена схема цилиндрического ламинарного дросселя, где дросселирование потока осуществляется в щели между цилиндрическим соосным каналом и стержнем. Управление дросселем осуществляется путем изменения глубины l перемещения стержня в канале.

$$Q = \pi d_{\text{ср}} \delta^3 \Delta p / 12 \rho \nu l, \quad (3.2)$$

где $d_{\text{ср}}$ – средний диаметр щелевого зазора, м;

δ – ширина щели, м;

Δp – перепад давления на дросселе, Па;

ν – вязкость жидкости, м²/с;

l – длина участка (дросселя), м;

ρ – плотность жидкости, кг/м³.

В коническом игольчатом дросселе (рис. 3.2, б) дросселирование потока осуществляется между стенками равномерно сужающегося канала и заостренной конической иглой. Управление дросселем осуществляется изменением ширины щели путем перемещения конусной иглы. Конусный дроссель более приемлем для систем автоматического регулирования, так как позволяет увеличить их точность, но создает некоторые затруднения при настройке расходов, где цилиндрический дроссель предпочтительнее. Конструкции дросселей требуют строгого соблюдения соосности каналов и пальцев во всех положениях, что предъявляет высокие требования к точности их изготовления.

Расход через дроссель определяется по зависимости (3.2) с той лишь разницей, что под $d_{\text{ср}}$ следует понимать средний диаметр не только по ширине щели, но и по длине дросселя.

Резьбовой дроссель (рис. 3.2, в, г) дросселирует поток рабочей среды в щели между резьбовым каналом и ввинчивающимся в него резьбовым пальцем. Эта щель создается за счет различного профиля резьбы канала и пальца. В частности, резьба прямоугольной формы (рис. 3.2, в), но разной глубины в канале на пальце создает режим движения, который имеет место между параллельными плоскостями. Возможна конструкция резьбового дросселя (рис. 3.2, г), состоящего из резьбового пальца, вставляемого в цилиндр. Смещая палец, можно менять длину винтовой канавки, а следовательно, и сопротивление дросселя. Режим течения в резьбовых дросселях, как правило, ламинарный и их целесообразно применять при стабильных температурах. Зависимость расхода от перепада давления в таких дросселях линейная и рассчитывается по формуле Пуазейля:

$$Q = \pi d_o^4 \delta^3 \Delta p / 128 \mu l_o, \quad (3.3)$$

где d_o – диаметр отверстия, м;

Δp_d – перепад давления на дросселе, Па;

δ – ширина щели, м;

μ – динамическая вязкость жидкости, Па·с;

l_o – длина участка (дросселя), м.

Резьбовые дроссели свободны от недостатков, присущих дросселям, схемы которых представлены на рис. 3.2, а, д.

Все регулируемые дроссели, в отличие от цилиндрических, несколько больше склонны к засорению, но создают большее гидравлическое сопротивление при одинаковых площадях живых сечений. Конструкции их более удобны, так как позволяют менять параметры в процессе работы. Поэтому они используются главным образом в качестве управляемых дросселей.

Если в одношайбовый дроссель вставить иглу (рис. 3.2, д), то ее перемещением можно регулировать сопротивление дросселя. Для повышения точности настройки используют цилиндрическую иглу с узкими щелями (рис. 3.2, е), выполненными в виде прямоугольных или угловых канавок с постоянным или переменным сечением по ходу иглы. Этот дроссель в отличие от дросселя с обычной конической иглой позволяет получить малые расходы с минимальной вероятностью засорения щелей. Подбором профиля проходного сечения такого дросселя можно создать дроссель с линейной расходной характеристикой.

В гидросистемах низкого давления (до 5 МПа) распространены дроссели типа поворотного крана (рис. 3.2, ж). Изготовление дросселирующей щели в дросселях подобного типа по архимедовой спирали позволяет получить строго квадратичную зависимость расхода жидкости через кран.

Недостатком дросселей типа «поворотный кран» является возможность засорения проходного канала, особенно при малых его сечениях.

Дроссели типа «сопло-заслонка»

Регулируемые дроссели типа «сопло-заслонка» получили широкое применение в автоматике. Они состоят из сопла 1 и плоской заслонки 2 (рисунок 3.2, з), которая перемещается вдоль оси сопла и изменяет площадь кольцевой щели между соплом и заслонкой, что приводит к изменению гидравлического сопротивления дросселя.

Жидкость может поступать из сопла к заслонке или наоборот. В большинстве применяемых дросселей поток рабочей среды движет-

ся от сопла к заслонке. В этом случае проще защищать зазоры от загрязнений. Сила от воздействия потока рабочей жидкости направлена в сторону увеличения зазора δ . Конструктивно ее проще уравновесить.

В дросселях «сопло-заслонка», в которых поток рабочей жидкости направлен от заслонки к соплу, несколько усложняется защита рабочего зазора от засорения механическими частицами, а силовое воздействие потока направлено в сторону уменьшения зазора между соплом и заслонкой.

Дроссели типа «сопло-заслонка» могут работать на слабо очищенных рабочих жидкостях, а их характеристики имеют удовлетворительную стабильность в большом диапазоне температур, так как в регулируемом зазоре преобладает турбулентный режим течения жидкости. Они не имеют трущихся поверхностей, поэтому свободны от заедания и перекосов, характерных для золотниковых дросселей.

Недостатком дросселей «сопло-заслонка» является значительное усилие, оказываемое струей жидкости на заслонку, что затрудняет работу сравнительно маломощных устройств, управляемых дросселем.

Золотниковые регулируемые гидро- и пневмодроссели

Золотниковые регулируемые дроссели предназначены для регулирования скорости перемещения рабочих органов машин путем изменения величины потока рабочей среды. Эти дроссели являются основными элементами золотниковых дросселирующих распределителей.

По форме сопрягаемых поверхностей гильзы и золотника дроссели условно классифицируются на цилиндрические и плоские.

Цилиндрические золотниковые распределители, как более технологичные, находят наибольшее применение в промышленности. Конструктивно они могут быть выполнены с проточкой или отверстиями в гильзе. Конструкции их меняются по мере совершенствования технологии их изготовления.

Схема наиболее распространенного золотникового регулируемого дросселя с проточкой в гильзе и прямоугольным буртом золотника показана на рис. 3.3, а. Эта схема применяется в дросселирующих и направляющих распределителях, предназначенных для управления большими расходами.

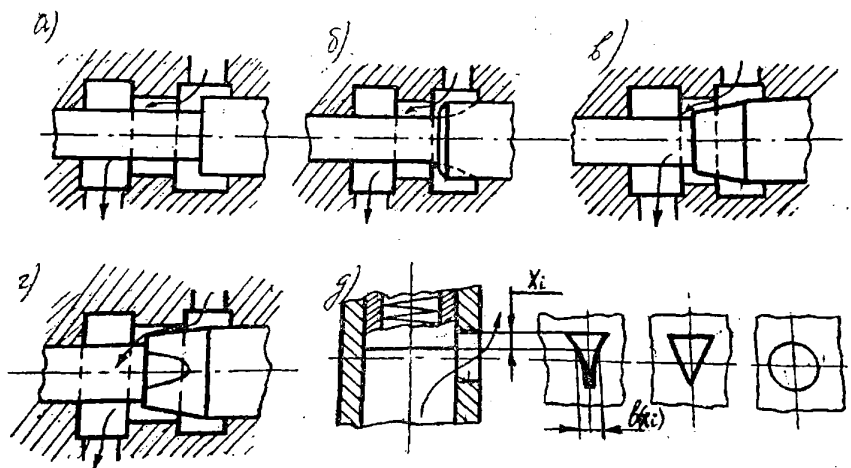


Рис. 3.3. Золотниковые дроссели

С целью получения линейных статических характеристик дросселя буртик золотника выполняют коническим (рис. 3.3, в), коническим с лысками (рис. 3.3, г), с фаской и продольными канавками (рис. 3.3, б) прямоугольной и треугольной формы и другими более сложными конфигурациями.

К недостаткам конструкций рассмотренных золотниковых дросселей следует отнести:

- невозможность изготовления разгрузочных канавок и выемок;
- сложность обработки и получения кольцевых рабочих кромок гильзы.

Наиболее предпочтительными являются золотниковые дроссели с отверстиями различной конфигурации в гильзе (рис. 3.3, д). Изготовление таких отверстий стало возможным благодаря развитию электроэрозионных методов обработки металлов. Различная конфигурация отверстий необходима для получения различных законов изменения расхода дросселя в зависимости от перемещения золотника, в первую очередь для обеспечения линейной зависимости между расходом и перепадом давления.

Назначение и схемы регуляторов потока

Регулятором потока называют регулирующий гидроаппарат, предназначенный для поддержания заданного расхода вне зависимости от перепада давлений в подводимом и отводимом потоках рабочей жидкости. Конструктивно регуляторы потока представляют собой модули, состоящие из регулируемого дросселя и клапана. При помощи дросселя, как правило, регулируется (дозируется) расход рабочей жидкости, а при помощи клапана автоматически обеспечивается постоянный перепад давлений на дросселе. Клапаны, входящие в состав регуляторов потока, могут быть включены с дросселем как последовательно, так и параллельно.

На рис. 3.4 показана конструктивная схема регулятора потока с последовательным включением клапана.

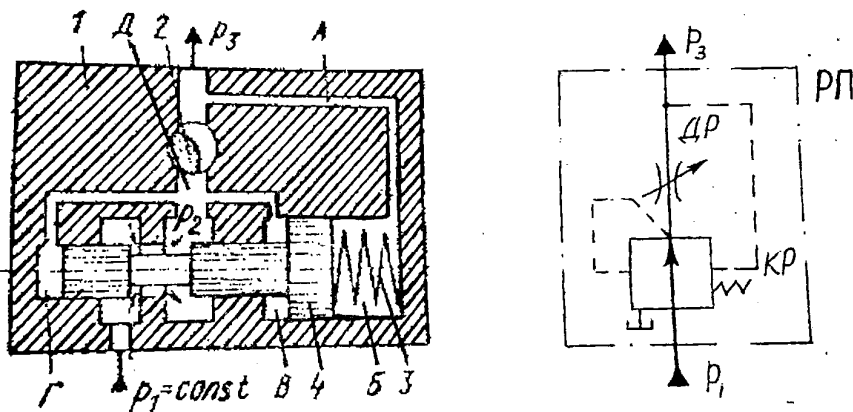


Рис. 3.4. Регулятор потока с последовательным включением редукционного клапана

В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2 и золотник 4 редукционного клапана с цилиндрической пружиной 3. Полость В клапана соединена каналом А с выходом из регулятора, а полость В и Г соединены каналами с полостью Д. Принцип работы регулятора потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением $p_1 = \text{const}$ поступает через редукционный клапан в полость Д, а затем под давлением p_2 поступает через дроссель 2 на вы-

ход из регулятора под давлением p_3 . В полостях B и Γ на золотник 4 клапана действует давление p_2 , а в полости B – сила пружины 3 и давление p_3 , зависящее от нагрузки.

Перепад давлений на дросселе

$$\Delta p = p_2 - p_3 = \text{const.}$$

Если давление p_3 увеличится, то перепад давлений на дросселе уменьшится. В этом случае вследствие увеличения давления в полости B золотник 4 редукционного клапана автоматически перемещается влево, увеличивая при этом рабочее проходное сечение. В результате этого расход и давление p_2 также увеличатся. Таким образом, прежний перепад давлений на дросселе восстанавливается. При уменьшении давления p_3 золотник 4 клапана перемещается вправо, уменьшая при этом рабочее проходное сечение, в результате чего давление p_2 уменьшается. И в этом случае перепад давления на дросселе 2 восстанавливается. Рассмотренная схема типична для регуляторов потока, рассчитанных на номинальное давление до 20 МПа.

На рис. 3.5 показана конструктивная схема регулятора потока с параллельным включением клапанов.

В корпусе 1 регулятора размещены регулируемый дроссель 2, золотник 3 переливного клапана с цилиндрической пружиной 5 и предохранительный клапан 6 с пружиной 7. Полости B и Γ переливного клапана соединены каналами со входом в регулятор, полость A – с выходом из регулятора при помощи канала с постоянным дросселем 4. Принцип работы регулятора потока заключается в следующем. Рабочая жидкость под давлением p_1 поступает в регулятор и делится на два потока: один поступает через дроссель 2 на выход регулятора, другой сливается в бак через золотник 3 переливного клапана. В полостях B и Γ на золотник клапана действует давление p_1 , а в полости A – сила пружины 5 и давление p_2 , зависящее от нагрузки на гидродвигателе.

При увеличении давления p_2 золотник 3 клапана перемещается вниз и уменьшает рабочее проходное сечение, при этом расход через переливной клапан уменьшается. В результате давление p_1 на входе в регулятор увеличится, и таким образом перепад давлений $\Delta p = p_1 - p_2$ на дросселе 2 восстанавливается. При уменьшении давления p_2 золотник 3 клапана перемещается вверх и увеличивает ра-

бочее проходное сечение, расход через клапан увеличится, давления p_1 уменьшится. В результате перепад давлений на дросселе 2 снова восстанавливается. При давлении p_2 выше допустимого открывается предохранительный клапан 6; давление в полости A клапана падает, золотник 3 перемещается вверх, открывая проход всему потоку рабочей жидкости, поступающему в регулятор.

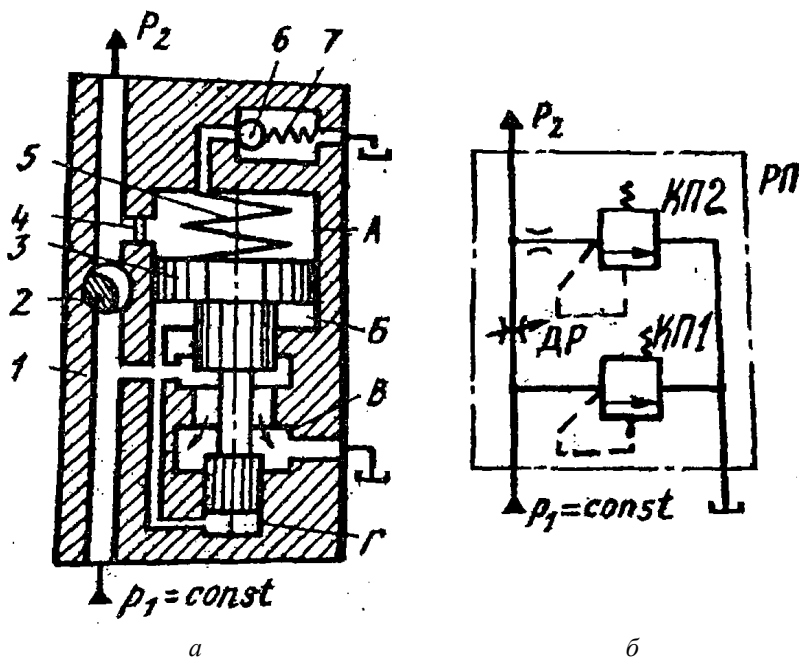


Рис. 3.5. Регулятор потока с параллельным включением переливного клапана

Рассматриваемая схема позволяет регулировать скорость перемещения выходных звеньев гидродвигателей и предохраняет гидропривод от перегрузки. Номинальные давления 6,3; 10 и 20 МПа.

Пределы регулирования давления соответственно 1,0–6,3; 2,0–10,0; 3,0–20,0 МПа. К основным параметрам регулирования потока относятся условный проход, номинальное давление на входе, номинальный расход жидкости, перепад давлений, допустимое отклонение расхода и утечек жидкости, масса (без рабочей жидкости).

Контрольные вопросы

1. Назначение и применение дросселей.
2. Зачем в дросселе в ряде случаев используется обратный клапан?
3. Типы и принцип действия гидродросселей.
4. Физика процессов, происходящих в ламинарных и турбулентных дросселях.
5. Почему рекомендуется иногда использовать пакет гидродросселей?
6. Типы золотниковых гидродросселей.
7. Показать на разрезных моделях основные детали гидродросселей.
8. Назначение и применение регуляторов потока.
9. Типы и принцип действия регуляторов потока.

Лабораторная работа № 4

ГИДРОКЛАПАНЫ, ДЕЛИТЕЛИ И СУММАТОРЫ ПОТОКА

Цель работы:

1. Изучить схемы, принцип действия и конструкции гидроаппаратов (гидроклапаны, делители, сумматоры потока).
2. Практически ознакомиться с имеющимися в лаборатории моделями и деталями гидроаппаратов.
3. Составить отчет о работе и привести в нем краткое описание и принципиальные схемы основных гидроаппаратов, изучаемых в данной работе.

Краткие теоретические сведения

Обратные гидроклапаны

Обратные гидроклапаны относятся к направляющей аппаратуре и служат для пропускания рабочей жидкости только в одном направлении и перекрытия обратного потока. Поэтому их еще называют запорными клапанами. В соответствии с этим они должны создавать полную герметичность сопротивления в открытом положении. Существует много типов обратных клапанов, отличающихся друг от друга в основном конструкцией запорного элемента (в виде шарика, конуса, золотника, жесткой или гибкой пластины и т. д.).

На рис. 4.1, *а* показана конструкция обратного клапана типа Г51. В корпусе 4 выполнена цилиндрическая расточка 10 и соосная с ней коническая фаска 11, а также каналы подвода 7 и отвода 6 жидкости. В корпусе размещен запорный конический элемент в виде клапана 5, поджатый с помощью пружины 3 и крышки 1 своей конической частью 8 к седлу (фаске) 11. При отводе жидкости в канал 7 клапан 5 отходит от седла 11 и обеспечивает движение жидкости через расточку 10 в канал 6. При обратном направлении потока жидкости клапан 5 плотно прижимается к седлу 11 корпуса 4 и перекрывает проход из канала 6 в канал 7. Отверстие 9 предназначено для дренажа между полостями 2 и 10.

Условное упрощенное обозначение обратных клапанов по ГОСТ 2.782–96 показано на рис. 4.1, *б*. Детальное обозначение приведено в данном стандарте. Схожая конструкция обратного клапана пока-

зана на рис. 4.1, в. Он состоит из корпуса 1, седла 5, конического клапана 2, пружины 3, пробки 4 и уплотнений. Прямой поток свободно проходит из отверстия *P* в отверстие *A*. При обратном подводе жидкости в отверстие *A* клапан 2 прижимается к седлу 5.

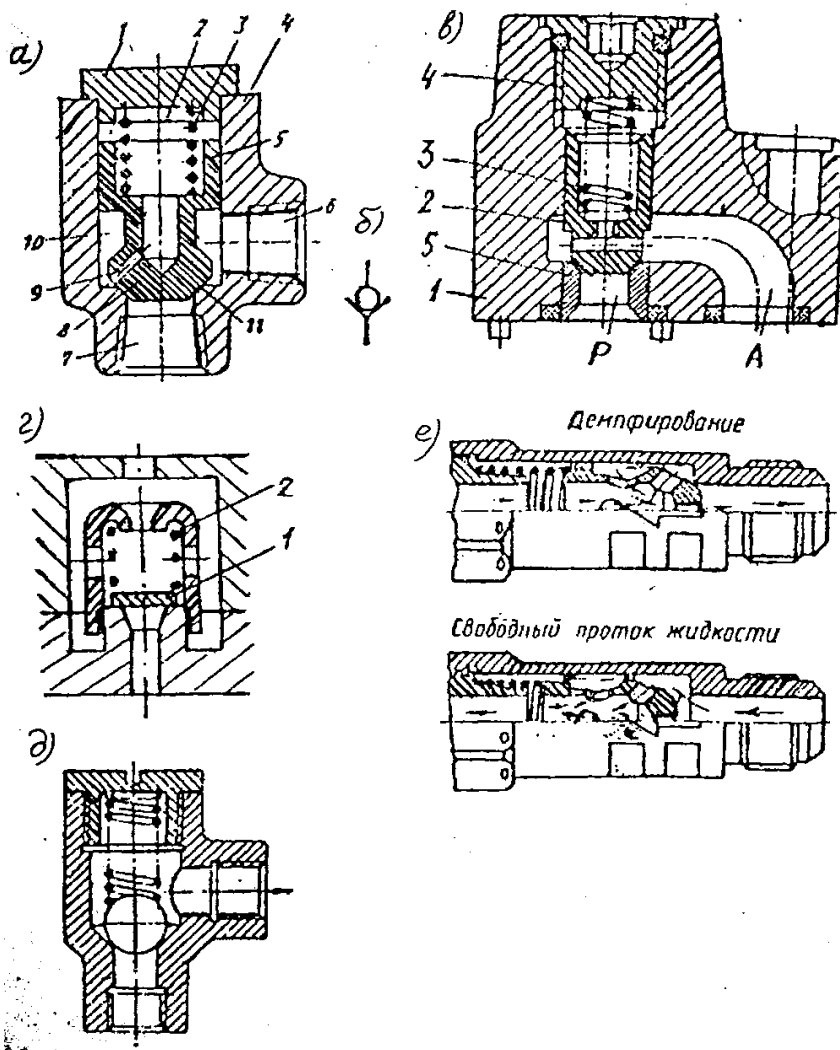


Рис. 4.1. Конструкции обратных клапанов

Клапаны с жестким пластинчатым запорным элементом *1* (рис. 4.1, *з*) имеют малый вес подвижной части (пластинки *1*). В сочетании запорного элемента со слабой пружиной *2* такой клапан легко открывается даже при малом давлении и имеет небольшое гидравлическое сопротивление. Пластинчатые обратные клапаны с гибкой пластиной (в виде «языка», закрепленного с одной стороны в корпусе) обычно прижимаются к седлу не пружиной, а грузиком, закрепленным сверху на гибкой пластине, которая отклоняется на некоторый угол вверх при открытии клапана.

Конструкция клапана с запорным элементом в виде шарика представлена на рис. 4.1, *д*. Такой запорный элемент наиболее прост в изготовлении, однако при частых перерывах в работе системы имеет склонность к разбиванию своего седла, что уменьшает герметичность.

Для надежного закрытия канала иногда ставят сдвоенные обратные гидроклапаны, включенные в поток жидкости последовательно.

В некоторых случаях необходимо, чтобы обратный клапан в одном направлении пропускал жидкость свободно, а в противоположном – с заданным сопротивлением. Такая конструкция клапана показана на рис. 4.1, *е*. Эти клапаны называют комбинированными.

Гидравлические замки

Они служат для пропускания жидкости только в одном направлении и используются чаще всего для автоматического запираания жидкости в полостях гидродвигателя, например, с целью фиксирования поршня силового цилиндра в заданных положениях в тех случаях, когда необходимо при наличии гидравлического управляющего сигнала пропускать поток в обоих направлениях, а при отсутствии сигнала управления – в одном направлении. Конструктивная схема такого аппарата показана на рис. 4.2, *а*.

Если давление в гидролинии *3* отсутствует, то при прямом движении жидкости от магистрали *2* к магистрали *1* запорный элемент *4* отжимается влево от седла *5*, а поршень *б* с толкателем перемещается вправо. При изменении направления потока в гидромагистралях *1* и *2* на обратное движение запорный элемент *4* прижимается к седлу *5* и движение жидкости прекращается. Если в гидролинии *3* подведена жидкость под давлением управления, то поршень *б* с толкателем перемещается влево. В этом случае жидкость будет проходить через гидрозамок независимо от направления его движения.

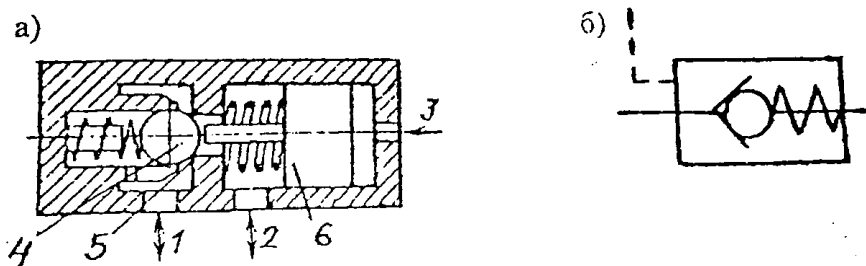


Рис. 4.2. Конструкция (а) и условное обозначение (б) одностороннего гидрозамка

Упрощенное обозначение одностороннего гидрозамка по ГОСТ 2.781-96 показано на рис. 4.2, б.

На рис. 4.3, а приведена конструктивная схема двухстороннего гидрозамка. Гидролинии 2 и 3 подсоединяются к управляющему гидрораспределителю, а гидролинии 1 и 4 – к рабочим полостям гидродвигателя, например гидроцилиндра. При подводе жидкости к гидролинии 2 левый запорный (обратный) клапан 5 открывается и жидкость проходит через гидролинию 1, например, в левую полость силового цилиндра. При этом давлением жидкости поршень 6 смещается вправо и открывает правый запорный (обратный) клапан 7, обеспечивая приход жидкости, отводимой из гидролинии 3, связанной с правой полостью силового цилиндра, в гидролинию 4, соединенную с гидрораспределителем.

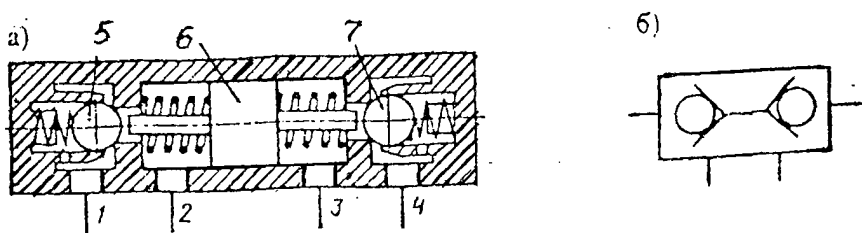


Рис. 4.3. Двухсторонний гидрозамок:
а – конструктивная схема; б – условное обозначение

При подаче жидкости от распределителя в гидролинию 3 осуществляется реверс, то есть гидрозамок работает аналогично, но в обратном направлении. В этом случае, если циркуляции жидкости

через гидрораспределитель не происходит (что соответствует среднему положению распределителя), обратные клапаны 5 и 7 закрываются и запирают жидкость в полостях силового цилиндра (в гидролиниях 1 и 3), фиксируя его поршень и удерживая его нагрузку в заданном положении.

На рис. 4.3, б показано упрощенное обозначение двухстороннего гидрозамка по ГОСТ 2.781-96. Детальное обозначение гидрозамков приведено в данном стандарте.

Напорные гидроклапаны

Напорные гидроклапаны предназначены для ограничения или поддержания давления на определенном уровне в гидролиниях путем непрерывного или эпизодического слива рабочей жидкости. Это в основном предохранительные и переливные клапаны. Предохранительные клапаны рассмотрены на рис. 4.4 и 4.5. Кратко только отметим, что переливные и предохранительные клапаны имеют идентичную конструкцию, но последние предназначены для предохранения гидропривода от давления, превышающего установленное, путем слива жидкости в моменты увеличения этого давления (эпизодический слив жидкости), а переливные – для поддержания заданного давления путем непрерывного слива рабочей жидкости во время работы.

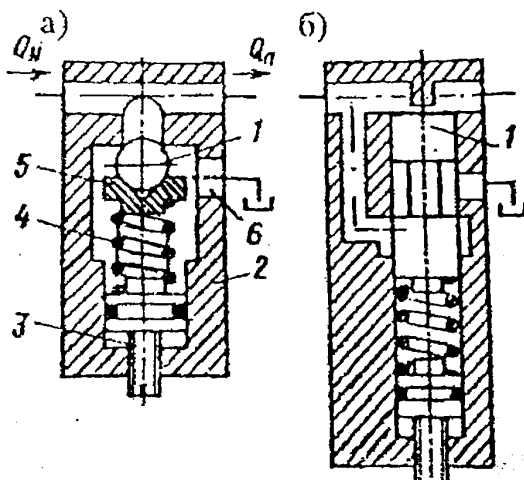


Рис. 4.4. Клапан напорный прямого действия

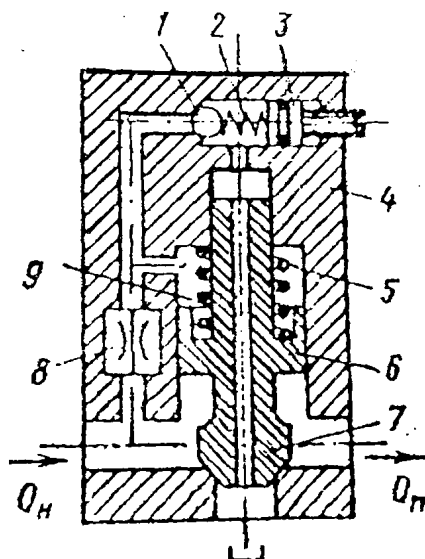


Рис. 4.5. Клапан напорный непрямого действия

Эти клапаны по способу воздействия на запорный элемент бывают прямого (см. рис. 4.4, *а* и *б*) и непрямого (см. рис. 4.5) действия с различными запорными элементами (шариковыми, конусными, золотниковыми и т. д.). В клапанах, приведенных на рис. 4.4, поток рабочей жидкости непосредственно воздействует на шарик 1 (см. рис. 4.4, *а*).

Если сила давления на шарик 1 становится больше усилия пружины 4, то шарик опускается и часть напорного потока Q_n через зазор между шариком 1 и его седлом в корпусе 2 сливается через полость 5 и канал 6 в бак, а оставшая часть Q_n идет к потребителю. Необходимое давление устанавливается с помощью пружины 4 и регулировочного винта 3.

В клапанах непрямого действия (см. рис. 4.5) имеются основной 7 и вспомогательный 1 клапаны. Необходимая величина давления устанавливается с помощью винта 3 и пружины 2 первого каскада. Основной клапан 7, который садится в седло, размещенное в корпусе 4, выполнен вместе с поршнем 6. Через постоянный дроссель 8 напорный поток Q_n жидкости подводится к клапану 1 первого каскада и в надпоршневую (междроссельную) полость 9. Пружина 5 прижимает клапан 7 к седлу. Потребляемый поток обозначен через Q_n .

Если напорное давление жидкости выше необходимого (настраиваемого), то вначале открывается клапан 1 первого каскада и осевое отверстие в клапане 7 в бак. При дальнейшем повышении напорного давления и Q_n создается разность давлений на дросселе 8, а следовательно, и на поршне 6. Последний перемещается вверх и открывается основной клапан. При этом жидкость сливается в бак через зазор между основным клапаном 7 второго каскада и седлом в корпусе 4.

На рис. 4.6 показана конструктивная схема переливного клапана, содержащего корпус 3, плунжер 1, пружину 2 и регулировочный винт 4. Размеры клапана, пружины и усилие последней подобраны так, что во время работы часть жидкости постоянно сливается в бак через отверстие 5. Переливные клапаны позволяют уменьшить размеры пружины.

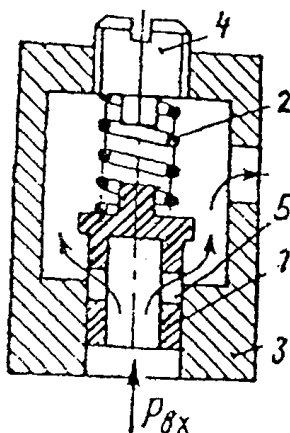


Рис. 4.6. Конструктивная схема переливного клапана

Эти клапаны предназначены для уменьшения давления жидкости в гидрوليнии, отводимой от основной линии, и поддержания этого давления или перепада давления на постоянном уровне.

Редукционные гидроклапаны

Редукционные гидроклапаны используются в тех случаях, когда к гидрوليнии, давление в которой выше, чем требуется потребителю, подключается один или несколько потребителей, рассчитанных

на разное давление питания. Такие клапаны также применяются для уменьшения и стабилизации давления питания в предварительных каскадах усиления гидроусилителей.

На рис. 4.7, *а* показана схема редукционного клапана прямого действия, состоящего из корпуса 6, золотника 3, регулируемой пружины 4. Между корпусом 6 и золотником 3 образована рабочая щель 2. Дренаж осуществляется через гидролинию 5. Величина регулируемого давления $p_{ред}$ устанавливается с помощью пружины 4. $p_{ред} < p_n$ (p_n – давление в напорной гидролинии) и $p_{ред} = const$.

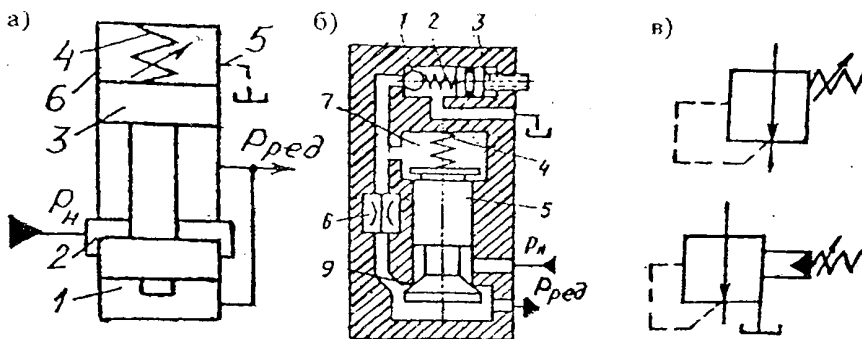


Рис. 4.7. Редукционные клапаны:

а – клапан прямого действия; *б* – клапан непрямого действия;
в – условное обозначение клапана прямого и непрямого действия

Если по какой-то причине давление $p_{ред}$ начнет повышаться, то оно будет увеличиваться и в торцевой полости 1. Следовательно, сила давления в этой полости на золотник 3 будет больше усилия пружины 4. Золотник переместится вверх, рабочая щель 2 уменьшится, а следовательно, снизится и $p_{ред}$, то есть останется прежним. Если по какой-то причине $p_{ред}$ уменьшится, то сила давления в полости 1 тоже снизится. Золотник 3 опустится и рабочая щель 2 увеличится, а значит, увеличится $p_{ред}$, то есть останется прежним.

Конструктивная схема редукционного гидроклапана непрямого действия показана на рис. 4.7, *б* (клапан закрыт). Основной клапан 5 управляется с помощью вспомогательного, состоящего из запорно-регулирующего элемента 1, пружины 2, регулировочного винта 3 и постоянного дросселя 6. В междроссельной камере 7 расположена пружина 4, открывающая рабочую щель 9 клапана 5 при давлении

$p_{\text{ред}}$ на выходе клапана ниже заданных. Если $p_{\text{ред}}$ по какой-то причине повышается, то на нижний торец клапана 5 действует большая сила давления и последний перемещается вверх, уменьшая рабочую щель 9 и величину $p_{\text{ред}}$, то есть последняя остается прежней (заданной).

В этом клапане при увеличении давления p_n и потока жидкости Q_n в напорной гидролинии создается перепад давления на дросселе 6 (при открытом клапане 1), а следовательно, увеличивается перепад давлений, действующий на нижний и верхний торцы клапана 5. Последний поднимается, уменьшая щель 9. Поэтому приток жидкости на выход клапана уменьшается и $p_{\text{ред}}$ остается постоянным (заданным). На рис. 4.7, в показаны условные обозначения редуционных гидроклапанов прямого (одноступенчатого, однокаскадного) и непрямого (двухступенчатого, двухкаскадного) действия по ГОСТ 2.781-96.

Делители и сумматоры потока

Для обеспечения определенного соотношения или равенства скоростей, например двух гидродвигателей, расположенных на значительном расстоянии друг от друга, если к абсолютной величине этих скоростей не предъявляются жесткие требования, применяются гидроклапаны соотношения расходов, предназначенные для поддержания заданного соотношения расходов рабочей жидкости в двух или более параллельных потоках.

К гидроклапанам соотношения расходов относятся делители потока, которые предназначены для разделения одного потока жидкости на два и более и поддержания расходов в разделенных потоках в определенном соотношении. На рис. 4.8, а, приведена схема делителя потоков с клапанным запорно-регулирующим элементом. Он состоит из блока подвижных сопел 2, способных перемещаться в осевом направлении относительно корпуса 3, и двух упоров-заслонок 1 и 4. Положение блока сопел 2 определяется перепадом давления на его торцах. В случае увеличения давления на одном из торцов блока сопел, например на левом, что соответствует уменьшению расхода жидкости из него, блок сместится вправо и уменьшит правый зазор между соплом и заслонкой 4, что приведет к уменьшению расхода в гидролинии, подключенной к правой торцевой полости, то есть расходы через последнюю и левую торцевую полости выравниваются.

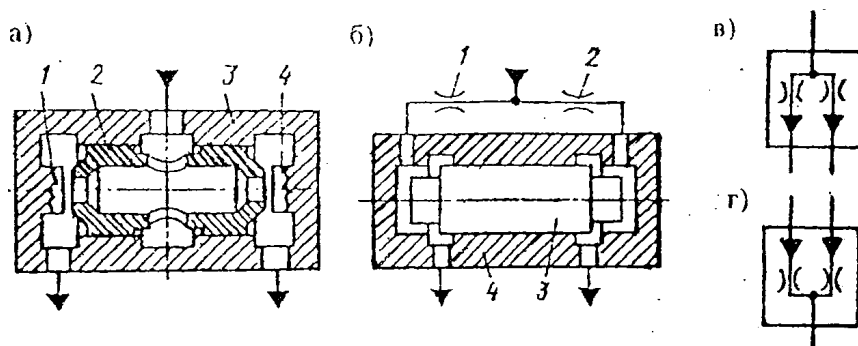


Рис. 4.8. Делители и сумматоры потока

Для разделения потока на два неравных необходимо диаметры соответствующих сопел выполнять в отношении, которое требуется от соотношения разделяемых потоков. Более высокую точность соотношения можно получить делителем потока (рис. 4.8, б), состоящего из двухщелевого золотникового распределителя 3 и двух постоянных дросселей 1 и 2, смонтированных в корпусе 4. При изменении одного из разделяемых потоков в торцевой полости золотника 3 изменяется и давление в этой полости. Поэтому последний перемещается в сторону с меньшим давлением. Расходы через рабочие щели золотника выравниваются. Если необходимо получить соотношение двух неравных потоков жидкости, то необходимо установить дроссели 1 и 2 с разными гидравлическими сопротивлениями или использовать регулируемые дроссели и установить на них необходимые перепады давлений.

Условное обозначение синхронизаторов расходов по ГОСТ 2.781-96:

- делитель потока (рис. 4.8, в);
- сумматор потока (рис. 4.8, г).

Контрольные вопросы

1. Назначение, принцип действия изучаемых в работе гидроаппаратов.
2. Условное обозначение этих аппаратов по ГОСТ 2.781-96.
3. Показать основные детали изучаемых в работе гидроаппаратов на имеющихся в лаборатории макетных образцах этих аппаратов.

Лабораторная работа № 5 ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛИ

Цель работы:

1. Изучить принцип действия и классификации гидравлических распределителей.
2. Практически ознакомиться с имеющимися в лаборатории моделями и деталями гидроаппаратов.
3. Составить отчет о работе и привести в нем краткое описание и принципиальные схемы основных гидроаппаратов, изучаемых в данной работе.

Теоретические сведения

Гидравлическим распределителем называют гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока рабочей жидкости в двух или более гидролиниях в зависимости от внешнего управляющего воздействия. Основными конструктивными элементами распределителя являются корпус и запорно-регулирующий элемент. Распределители подразделяются по следующим признакам: *по конструкции* запорно-регулирующего элемента – золотниковые, крановые и клапанные; *по числу внешних гидролиний* – двухлинейные, трехлинейные, четырехлинейные и т. д.; *по числу фиксированных или характерных позиций* запорно-регулирующего элемента – двухпозиционные, трехпозиционные и т. д.; *по виду управления* – распределители с ручным, механическим, электрическим, гидравлическим, пневматическим и комбинированным управлением; *по способу открытия рабочего проходного сечения* – направляющие и дросселирующие. Правила построения условных графических обозначений распределителей на схемах устанавливает ГОСТ 2.781-96. В обозначении распределителя (рис. 5.1) указывают следующие элементы: позиции запорно-регулирующего элемента; внешние линии связи, подводимые к распределителю; проходы (каналы) и элементы управления. Число позиций изображают соответствующим числом квадратов (прямоугольников). Проходы изображают прямыми линиями со стрелками, показывающими направление потока рабочей жидкости в каждой позиции, а места соединений проходов выделяют точками; закрытый ход изображают тупиковой линией

с поперечным отрезком. Внешние линии связи всегда подводят к исходной позиции. Чтобы представить принцип работы распределителя в рабочей позиции, необходимо мысленно на схеме передвинуть соответствующий квадрат обозначения на место исходной позиции, оставляя линии связи в прежнем положении. Тогда истинное направление потока рабочей жидкости укажут проходы рабочей позиции.

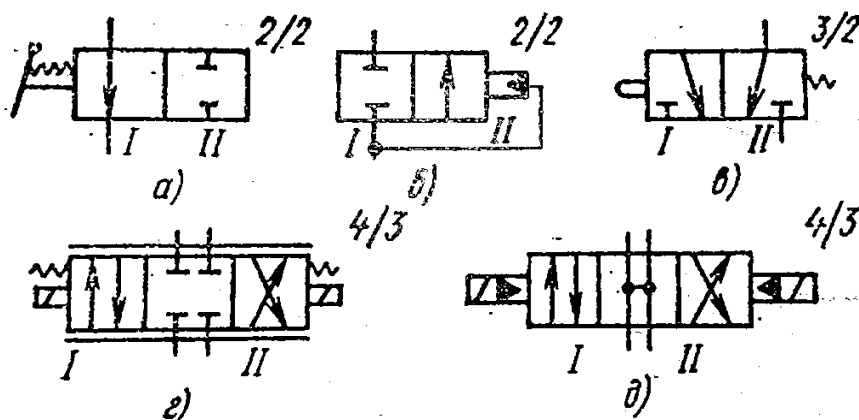


Рис. 5.1. Условные графические обозначения распределителей в схемах

Направляющие распределители предназначены для изменения направления, пуска или остановки потока рабочей жидкости в зависимости от наличия внешнего управляющего воздействия. Запорно-регулирующий элемент в направляющем распределителе всегда занимает крайние рабочие позиции. Характер внешнего управляющего воздействия дискретный (Открыто – Закрыто). При прохождении рабочей жидкости через рабочие проходные сечения распределителя параметры потока жидкости (давления и расход) не изменяются.

Дросселирующие распределители не только изменяют направления потока рабочей жидкости, но и регулируют расход и давление рабочей жидкости в соответствии с изменением внешнего воздействия. Запорно-регулирующий элемент дросселирующего распределителя может иметь бесконечное множество промежуточных рабочих положений, образуя дросселирующие щели. Характеристика сигналов управления – непрерывная (аналоговая). Чем больше внешний управляющий сигнал, тем больше рабочее проходное сече-

ние (щель). Условное графическое обозначение дросселирующего распределителя приведено на рисунке 5.1, *з*.

Золотниковые распределители по конструкции золотника подразделяют на распределители с цилиндрическим золотником и с плоским золотником. На рис. 5.2, *а* показана конструктивная схема дросселирующего распределителя с цилиндрическим золотником. На схеме распределитель подключен к цилиндру *Ц*. В корпусе *1* распределителя запрессована втулка *2*, в цилиндрическую расточку которой вставлен цилиндрический золотник *3* с радиальным зазором 4–10 мкм. Золотник имеет три цилиндрических пояска с острыми кромками, а втулка – пять цилиндрических расточек с острыми кромками.

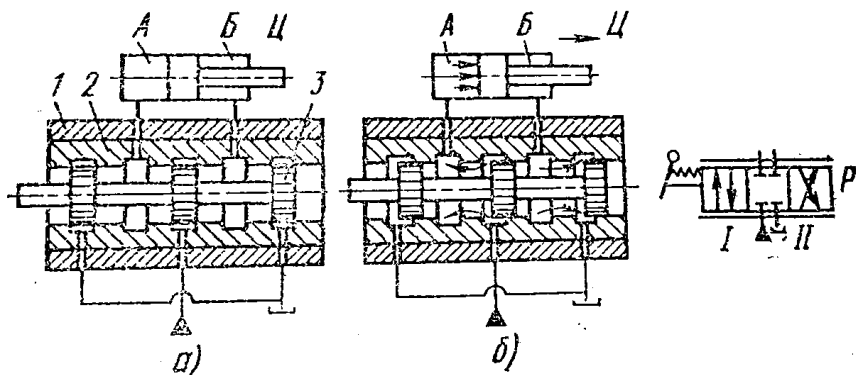


Рис. 5.2. Дросселирующий распределитель 4/3 с цилиндрическим золотником в позиции:
а – исходной; *б* – рабочей

Рабочие проходные сечения в распределителе возникают между кромками цилиндрических расточек втулки и цилиндрическими поясками золотника. При положении золотника в исходной позиции напорная и сливная линии, а также обе полости цилиндра перекрыты (рис. 5.2, *а*). При перемещении золотника из исходной позиции вправо (рис. 5.2, *б*) напорная полость распределителя через рабочее проходное сечение соединяется с полостью *А* цилиндра *Ц* и под действием давления его поршень перемещается вправо. При этом рабочая жидкость вытесняется из полости *Б* цилиндра через второе рабочее проходное сечение распределителя в бак. При перемещении золотника из исходной позиции влево (позиция *II*) рабочая

жидкость под давлением подводится в полость B цилиндра, а из полости A – через распределитель вытесняется в бак.

Для уменьшения сил трения и устранения облитерации (заращивания) щелей золотникам (реже втулкам золотниковых распределителей) при помощи механических вибраторов или электромеханических средств сообщают поступательные или поворотные вибрационные колебания небольшой амплитуды (10–100 мкм) и высокой частоты (≥ 50 Гц).

На рис. 5.3 показаны схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях. В зависимости от ширины a_2 цилиндрического пояса золотника и ширины a_1 цилиндрической расточки корпуса распределителя подразделяют на распределители с нулевым ($a_1 = a_2$), положительным ($a_2 > a_1$) и отрицательным ($a_2 < a_1$) перекрытиями. Распределители с положительным перекрытием (рис. 5.3, б) обладают меньшими утечками рабочей жидкости, но имеют большие зоны нечувствительности δ_1 , δ_2 . Распределители с отрицательным перекрытием (проточные распределители) имеют повышенные утечки рабочей жидкости (рис. 5.3, в), но в них повышается до некоторых пределов чувствительность к входным сигналам.

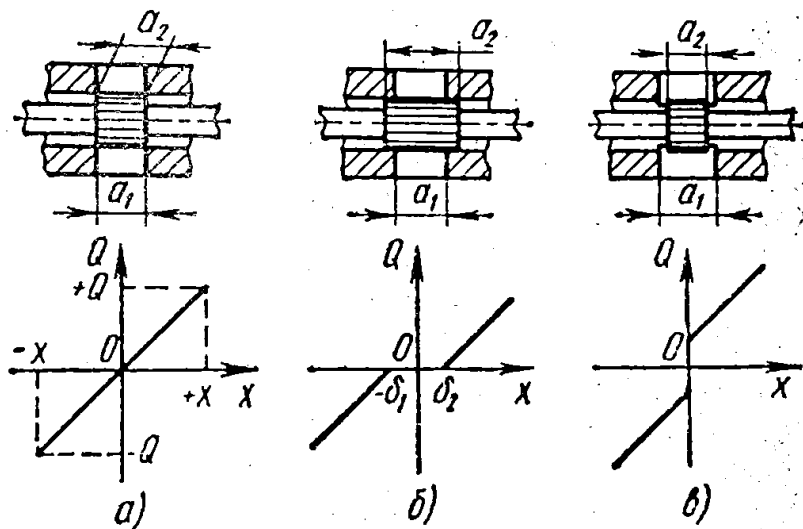


Рис. 5.3. Схемы перекрытий рабочих окон в золотниковых распределителях и их статические характеристики

Распределители с плоскими золотниками отличаются от распределителей с цилиндрическими золотниками простотой изготовления (доступность обработки и контроля поверхностей) и повышенной надежностью из-за наличия гарантированного зазора между плоским золотником и основаниями. На рис. 5.4, *а*, показана конструктивная схема распределителя с плоским золотником и гидравлической разгрузкой. Плоский золотник 3 распределителя закреплен на двух плоских пружинах 2 и 7 и расположен между двумя неподвижными основаниями 1 и 4. Золотник выполнен в виде пластины, в которой имеются два рабочих цилиндрических отверстия и одно центральное отверстие. В основания 1 и 4 запрессованы четыре дросселирующие втулки 5, 6, 8 и 9. В основаниях распределителя на сторонах, обращенных к золотнику, профрезерованы пазы для слива рабочей жидкости. Участок пазов, расположенный между втулками, образует нижнюю *В* и верхнюю *Г* напорные полости. Рабочие проходные сечения *Д* (рис. 5.4, *б*) в распределителе образуются острыми кромками рабочих цилиндрических отверстий золотника и острыми кромками дросселирующих втулок. Рассматриваемый распределитель является четырехщелевым.

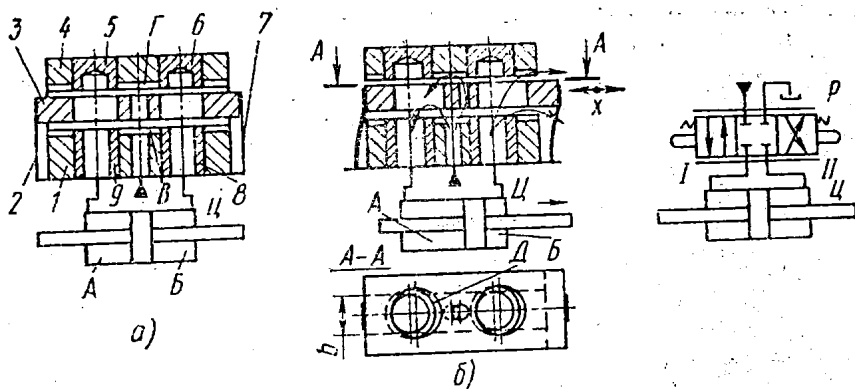


Рис. 5.4. Распределитель с плоским золотником и гидравлической разгрузкой

Принцип работы распределителя заключается в следующем. При соединении полости *В* распределителя с напорной линией гидросистемы (рис. 5.4, *а*) рабочая жидкость под давлением через цен-

тральное отверстие золотника попадает в полость Γ . Благодаря наличию двух напорных полостей B и Γ на золотник действует одновременно две силы давления: одна снизу вверх, а другая сверху вниз. В результате плоский золотник 3 от гидравлических сил разгружен. При расположении золотника в исходной позиции все проходы закрыты. При смещении золотника, например, вправо (рис. 5.4, б) образуются рабочие проходные сечения (дросселирующие щели). Через две левые дросселирующие щели (снизу и сверху) рабочая жидкость под давлением подводится в полость A цилиндра. Поршень цилиндра под действием давления перемещается вправо и вытесняет рабочую жидкость из полости B цилиндра, которая поступает во втулку 8 и 6 и далее через две правые дросселирующие щели (снизу и сверху) попадает в сливную линию.

На рис. 5.5 показана конструктивная схема распределителя с плоским поворотным золотником. Плоский поворотный золотник 2 расположен между двумя неподвижными основаниями 1 и 3 . Золотник поворачивается вокруг оси 4 . Напорная полость B образована пазом между двумя втулками 6 и 7 , которые запрессованы в нижнее основание 1 . Такая же напорная полость имеется в верхнем основании 3 . Плоский поворотный золотник установлен в корпус с гарантированным зазором, обеспечиваемым проставком 5 между основаниями 1 и 3 .

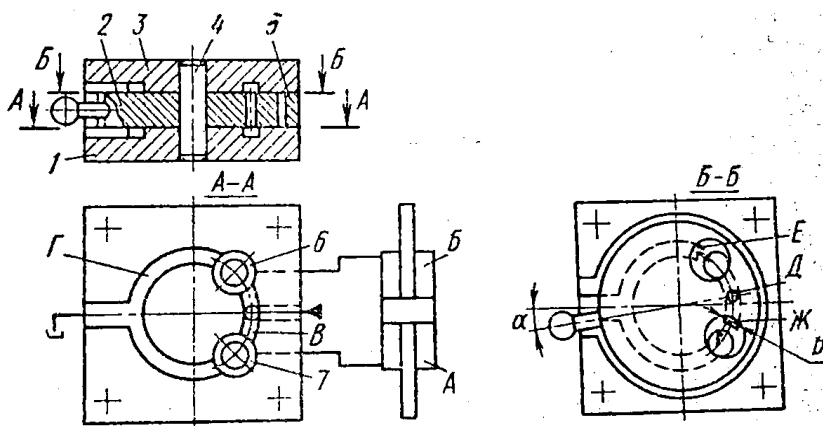


Рис. 5.5. Распределитель с плоским поворотным золотником и гидравлической разгрузкой

Напорная полость B соединяется с напорной линией гидросистемы. В напорную полость верхнего основания рабочая жидкость подводится через отверстие D поворотного золотника. В нижнем и верхнем основании имеются сливные цилиндрические пазы Γ . Принцип работы распределителя заключается в следующем. При расположении золотника в исходной (нулевой) позиции все проходы перекрыты.

При повороте золотника 2 на некоторый угол α создаются дросселирующие щели на входе и выходе. Через дросселирующую щель $Ж$ рабочая жидкость из напорной полости B поступает во втулку 7 , далее в полость A цилиндра. Рабочая жидкость, вытесняемая из полости B цилиндра, поступает во втулку 6 и далее через рабочее проходное сечение E по пазу Γ сливается в бак. При работе распределителя золотник 2 гидравлически разгружен, так как на него действуют снизу и сверху одинаковые силы давления.

Расчетные зависимости. Расход рабочей жидкости через золотниковый распределитель определяется по формуле

$$Q = \mu b n x \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (5.1)$$

где μ – коэффициент расхода, $\mu = 0.61\text{--}0.65$;

b – ширина окна золотника, м (см. рис. 5.3);

n – число окон распределителя;

x – смещение золотника, м;

Δp – перепад давления в щели распределителя, Па;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3 .

Скорость жидкости в каналах распределителя обычно принимают $10\text{--}15$ м/с.

Основным достоинством золотниковых распределителей является их компактность и разгруженность от осевых сил давления рабочей жидкости. Вследствие этого для управления распределителем требуется значительно меньше силы, чем для дросселей. При определении необходимого усилия управления распределителем следует помимо сил инерции и трения учитывать действие гидродинамической силы. Осевая гидродинамическая сила возникает вследствие дросселирования жидкости в окне распределителя и направлена в сторону, противоположную направлению скорости дросселируемого

потока жидкости, то есть гидродинамическая сила стремится сместить золотник к нулевому положению. Гидродинамическая сила прямо пропорциональна расходу и скорости жидкости в окне распределителя:

$$F_{ГД} = 2\mu^2 b n x \cos \beta \Delta p, \quad (5.2)$$

где β – угол наклона вектора гидравлической силы к оси золотника, обычно $\beta = 69^\circ$.

Для уменьшения гидродинамической силы проводят различные конструктивные мероприятия (профилирование каналов золотников и втулок и т. п.).

Крановые распределители применяют при небольших расходах и давлениях рабочей жидкости. В крановых распределителях запорно-регулирующий элемент – пробка цилиндрического или конусного типа – совершает поворотное движение относительно своей оси.

Клапанные распределители по сравнению с золотниковыми имеют более высокую герметичность из-за наличия у них элементов седла – клапан. По конструкции запорно-регулирующих элементов клапанные распределители подразделяются на шариковые и конические и могут быть с ручным, электромагнитным и гидравлическим управлением.

Клапанные распределители применяют также в быстроразъемных соединениях трубопроводов и гибких шлангов, а также в гидрозамках.

Контрольные вопросы

1. Назначение, принцип действия изучаемых в работе гидроаппаратов.
2. Условное обозначение этих аппаратов по ГОСТ 2.781-96.
3. Классификация гидрораспределителей, их преимущества и недостатки.
4. Показать основные детали изучаемых в работе гидроаппаратов на имеющихся в лаборатории макетных образцах этих аппаратов.

Лабораторная работа № 6
**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ
СТАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЗОЛОТНИКОВОГО ДРОССЕЛИРУЮЩЕГО
ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЯ**

Цель работы:

1. Ознакомиться со схемой, устройством и принципом действия испытуемого золотникового распределителя.
2. Изучить стенд и методики снятия статических характеристик распределителя.

Краткие теоретические сведения

Схемы и конструкции гидравлических распределителей изучаются при выполнении лабораторной работы № 5.

Следует напомнить, что гидрораспределитель – это гидроаппарат, предназначенный для изменения направления потока жидкости, пуска и перекрытия его, а также для регулирования давления и расхода (подачи) жидкости.

Цилиндрический золотниковый дросселирующий распределитель содержит, как правило, корпус (гильзу) и цилиндрический золотник. В дросселирующем распределителе золотник может занимать бесконечное множество промежуточных положений дросселирующих элементов распределителя от полного открытия до полного закрытия их.

Чтобы определить зависимость между перемещением золотника h и расходом Q , перемещением h и перепадом давления p , расходом Q и давлением p (или наоборот), рассчитываются или снимаются экспериментальным путем статические характеристики распределителя:

$Q = f(h)$ – расходная;

$\Delta p = f(h)$ – перепадная;

$\Delta p = f(Q)$ – расходно-перепадная;

$Q = f(\Delta p)$ – перепадно-расходная [5].

В данной лабораторной работе будет экспериментально исследоваться распределитель типа P102. Конструкция его аналогична конструкции распределителя типа В6. Отличие в том, что такие распределители могут иметь пятилинейное исполнение и несколько отличающееся электрическое управление.

Конструктивная схема исследуемого в данной работе распределителя приведена на рис. 6.1, на схеме показано, как можно перемещать золотник 1 с помощью дополнительно установленного винта 2 и регулировать величину этого перемещения с помощью индикатора 3, установленного на кронштейне 4 и опирающегося своим подвижным наконечником 5 на винт 2. Последний своим торцом 6 нажимает на золотник 1, установленный в корпусе распределителя 7. На серийно изготовленном распределителе устанавливается два электромагнита 8. В исследуемой конструкции один электромагнит снят и заменен винтом 2 с индикатором перемещения 3. Толкатель 9 электромагнита 8 соединен с золотником 1 специальной конструкцией, которая на схеме упрощена и обозначена позицией 10. Выходные полости *A* и *B* в испытуемом распределителе соединены между собой на схеме (см. рис. 6.1). пружины 11 и 12 служат для смещения золотника 1 в нейтральное положение, при котором напорная гидролиния, соединенная с отверстием *p*, не сообщается со сливным каналом *T*. При вращении винта 2 в ту или другую сторону золотник 1 перемещается вправо или влево. Если золотник 1 передвигается вправо, открываются рабочие окна I и III распределителя, а при обратном передвижении – окна II и IV. После установки манометров M_{13} , M_{14} , M_{15} (рис. 6.1, 6.2) можно регистрировать давление в разных линиях распределителя (перепады давления во всех рабочих окнах распределителя и суммарные перепады на включенных в работу окнах при той или иной позиции распределителя).

При аналогичном исследовании перепады давления на рабочем окне (рабочей щели) определяются по формуле Торричелли:

$$Q = \mu A \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}},$$

где Q – расход жидкости через проходное сечение рабочего колеса, $\text{м}^3/\text{с}$;

$A = \pi d h$ – площадь проходного сечения (здесь d – диаметр золотника, м^2);

h – величина открытия проходного сечения, то есть перемещение золотника, м ;

ρ – плотность жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$;

μ – коэффициент расхода ($\mu = 0,6-0,7$);

$\Delta p = p_{\text{вх}} - p_{\text{вых}}$ – перепад давления на входе и выходе рабочего окна, МПа.

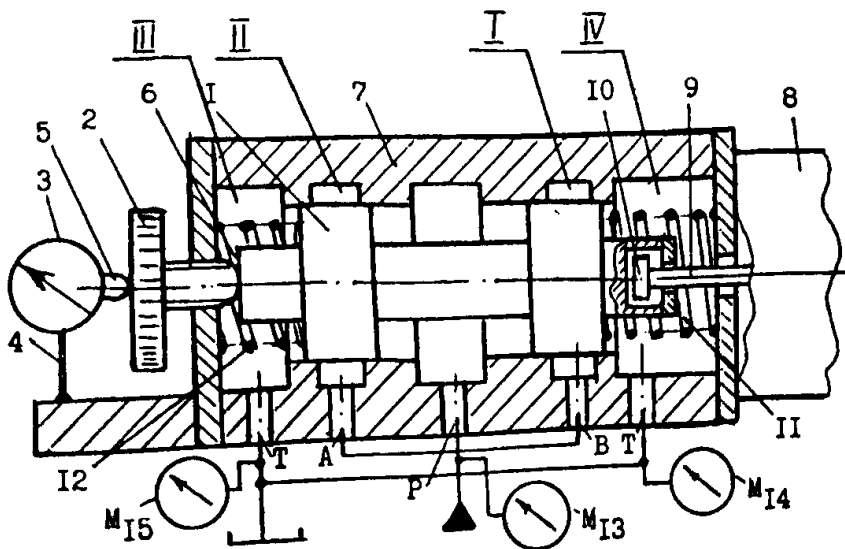


Рис. 6.1. Конструктивная схема гидрораспределителя

Описание стенда и методика проведения эксперимента

Испытание гидрораспределителя проводится на универсальном стенде с использованием одного из контуров (программа № 3). Экспериментальная установка (рис. 6.2) состоит из насоса 1, предохранительного клапана 2, фильтра 3, датчика 4 расхода жидкости, регулятора расхода потока (скорости) 5, испытуемого распределителя 6, индикатора перемещений 7, манометров M_{11} , M_{13} , M_{14} , M_{15} (если принять, что в сливной гидролинии 10 $p_{\text{сл}} = 0$, то M_{15} можно не устанавливать), гидробака 9.

Эксперимент проводится по следующей методике:

1. На пульте управления устанавливается программа № 3.
2. Включается в работу насос (нажать кнопку «Пуск»).
3. Закрывается дроссель регулятора расхода (скорости) D_2 с помощью регулировочного винта.

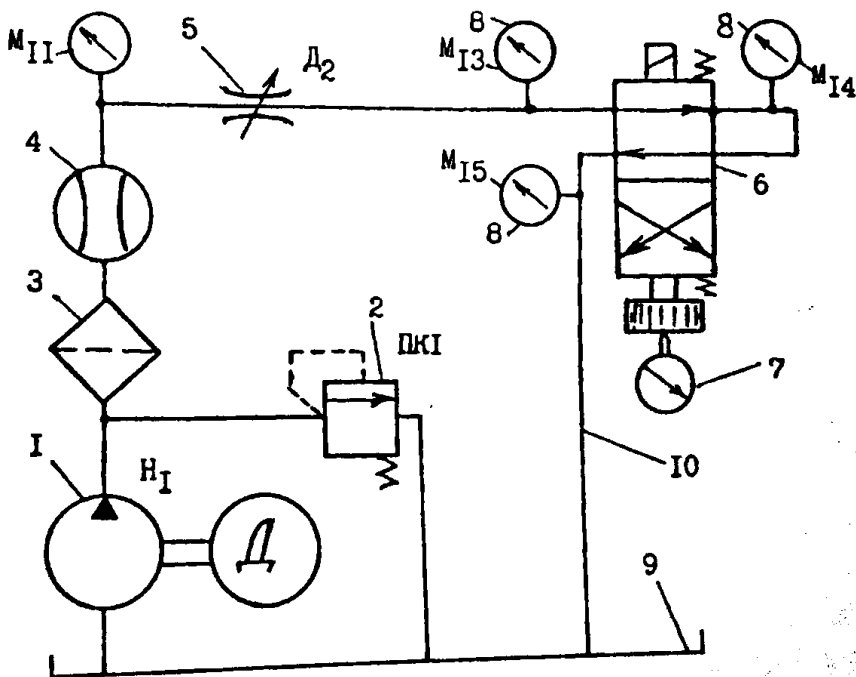


Рис. 6.2. Схема стенда для испытания гидрораспределителя

4. Поворотом винта предохранительного клапана 2 устанавливается величина рабочего давления жидкости 3–4 МПа. Контроль проводится по манометру M_{I1} .

5. Полностью открывается проходное сечение регулятора расхода D_2 .

6. Подается напряжение на электромагнит распределителя 6 путем включения тумблера на панели.

7. С помощью винта регулируется ход золотника 1 распределителя (см. рис. 6.1) На рисунке этот винт показан позицией 2. Вращая винт 2, устанавливаем золотник 1 в одно из крайних положений (об этом свидетельствует максимальное значение f на частотомере, то есть $Q = Q_{\max}$). При этом шкалу датчика перемещений совмещаем с нулем. Затем вращаем винт 2 так, чтобы получилось 5–6 различных позиций золотника 1 до его нейтрального положения (об этом свидетельствует отсутствие расхода и давления жидкости на манометре M_{I4}).

Для каждой из этих позиций регистрируем показания манометров M_{13} , M_{14} , M_{15} , индикатора перемещений 3 и частотомера. Результаты записываем в табл. 6.1.

Таблица 6.1

№ пп	Показания расходомера f , Гц	Расход Q , $\text{м}^3/\text{с}$	Показания манометров			Ход золотника h , м	Перепад давления ΔP , Па
			M_{13}	M_{14}	M_{15}		
1							
2							
...							
n							

8. Перемещение золотника 1 возможно производить далее от нейтрального положения до его второй крайней позиции, регистрируя показания приборов аналогично п. 7. При этом определяем полный ход золотника h .

9. После заполнения табл. 6.1 по показаниям приборов рассчитывается подача по формуле $Q = a + bf$, $\text{м}^3/\text{с}$, и строятся графики:

а) $\Delta P_1 = f(Q)$, где $\Delta P_1 = P_{13} - P_{14}$;

б) $\Delta P_2 = f(Q)$, где $\Delta P_2 = P_{13} - P_{15}$.

Следует отметить, что по полученным данным можно также построить расходную характеристику $Q = f(h)$ и перепадную $P = f(h)$. Построение характеристик осуществляется для перемещений золотника в обе стороны.

Примечание. Построение одной или нескольких характеристик определяется преподавателем.

Контрольные вопросы

1. Назначение, конструкция, принцип действия испытуемого гидрораспределителя.
2. Схема и принцип действия экспериментальной установки.
3. Методика проведения эксперимента по определению статических характеристик распределителя.
4. Какие типы статических характеристик можно построить?

Лабораторная работа № 7

РОТОРНЫЕ ГИДРОМАШИНЫ

Цель работы:

1. Изучить схемы, конструкции и принцип действия шестеренных насосов.
2. Изучить схемы, конструкции и принцип действия пластинчатых гидромашин.
3. Изучить схемы, конструкции и принцип действия радиально-поршневых гидромашин.
4. Изучить схемы, конструкции и принцип действия аксиально-поршневых гидромашин.

Краткие теоретические сведения

Под *роторными гидромашинами* понимают объемные роторные насосы и гидромоторы. В роторных гидромашинах подвижные элементы, образующие рабочие камеры, совершают вращательное или вращательно- и возвратно-поступательное движения.

Роторные гидромашины имеют три основных рабочих элемента: *ротор, статор и замыкатель* (вытеснитель). Ротор насоса вращается синхронно с валом приводящего двигателя. Замыкатели совершают строго циклическое движение, период которого пропорционален частоте вращения ротора.

Рабочий цикл состоит из следующих процессов: в насосах – всасывания и вытеснения (нагнетания), в гидромоторах – нагнетания и вытеснения. Разделение рабочих процессов осуществляется посредством распределения рабочей жидкости, которое может быть торцовым, цапфенным, клапанным и клапанно-щелевым.

Роторные гидромашины подразделяют по следующим признакам: по возможности регулирования рабочего объема – на регулируемые и нерегулируемые; по направлению потока рабочей жидкости – с постоянным и реверсивным потоком; по числу рабочих циклов, совершаемых за один оборот вала – одно-, двух- и многократного действия; по конструкции – шестеренные, пластинчатые и поршневые (радиально-поршневые и аксиально-поршневые). Роторные гидромашины (кроме машин с клапанным распределением) могут быть обратимыми объемными гидромашинами, это значит, что они могут работать как в режиме насоса, так и в режиме гидромотора.

Шестерные насосы

Шестерным насосом называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями зубчатых колес, корпуса и боковых крышек.

Шестеренные насосы используют для получения давлений до 25 МПа. Объемный КПД, как правило, составляет 0,95–0,96, общий КПД – 0,87–0,9.

По виду зубчатого зацепления шестеренные насосы подразделяют на насосы с внешним и внутренним зацеплением. На рис. 7.1 показана конструктивная схема наиболее распространенного шестеренного насоса с внешним зацеплением. Ведущая шестерня 1 и ведомая 3 размещены в расточках корпуса 2, который имеет полости всасывания *A* и нагнетания *B*. Рабочая камера образуется ротором – ведущей шестерней 1 с валом 7, статором-корпусом 2 и боковыми крышками 4 и 5 и замыкателем – ведомой шестерней 3 с осью 6 [3].

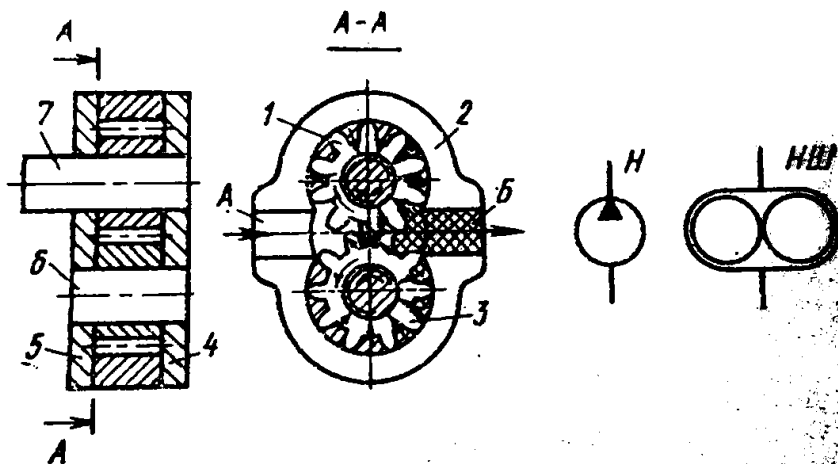


Рис. 7.1. Шестеренный насос

Принцип работы насоса заключается в следующем. При вращении шестерен зубья выходят из зацепления в полости *A* и в ней создается вакуум так как при выходе из зацепления объем полости увеличивается на удвоенный объем пространства между зубьями. Под действием разности давлений в баке и полости *A* жидкость из

бака поступает в полость *A* и заполняет освободившееся пространство. Вращающиеся шестерни переносят эту рабочую жидкость в полость *B*. При входе зубьев в зацепление рабочая жидкость вытесняется зубьями и поступает в напорную линию.

Рабочий объем шестеренного насоса определяют по формуле

$$V_0 = \pi D_n h b = 2\pi m^2 z b,$$

где D_n – начальный диаметр шестерни, $D_n = mz$;

h – высота зуба, $h = 2m$;

m – модуль зацепления;

z – число зубьев шестерни;

b – ширина венца шестерни.

Это выражение справедливо при допущении, что объем впадин между зубьями равен объему зубьев.

Опыт проектирования показывает, что число зубьев шестерни следует выбирать меньшим ($z = 6-16$), а модуль большим (при этом значительно уменьшаются габариты насоса). Ширину венца шестерни обычно принимают равной $(3-6)m$.

Так как параметры, определяющие рабочий объем шестеренного насоса, – величины постоянные, то шестеренные насосы нерегулируемые.

Для увеличения подачи насоса или получения нескольких независимых потоков жидкости применяют многшестеренные насосы с тремя (рис. 7.2, *a*) и более шестернями, размещенными в одном корпусе с одной ведущей шестерней. Для получения потока с большим давлением применяют многоступенчатые насосы – последовательное соединение нескольких насосов (рис. 7.2, *б*). Для выравнивания подачи насосов устанавливают переливные клапаны.

Корпуса шестеренных насосов изготавливают из чугуна, стали или алюминия. Для изготовления шестерен используют легированные стали (20X, 40X, 18XP13A и др.) с применением цементации и закалки или азотирования. Боковые крышки выполняют, как и корпуса, из чугуна и стали, иногда из бронзы.

При выборе материалов для изготовления деталей шестеренного насоса необходимо учитывать их температурное расширение, которое при неправильном выборе может привести к заеданию шестерен.

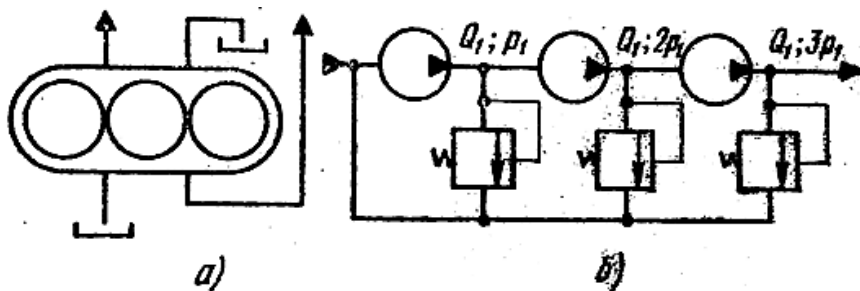


Рис. 7.2. Схемы многостеренных (а) и многоступенчатых (б) шестеренных насосов

Пластинчатые гидромашины

Пластинчатым насосом называют роторный насос с рабочими камерами, образованными рабочими поверхностями ротора, статора, двух смежных пластин и боковых крышек.

На рис. 7.3 показаны конструктивная схема пластинчатого насоса однократного действия и его условное графическое обозначение в схемах. Насос состоит из вала 3, статора 1 и ротора 2, в пазах которого расположены пластины 4. Статор расположен эксцентрично ротору (e – эксцентриситет). На боковых крышках корпуса имеются два окна: всасывающее A и нагнетающее B . Размер перемычки ab между окнами должен быть не больше углового размера между двумя соединительными пластинами.

Принцип работы заключается в следующем. Во время работы насоса пластины постоянно прижимаются к статору помимо пружин центробежными силами. Из-за наличия эксцентриситета они совершают сложное движение: вращаются вместе с ротором и совершают возвратно-поступательное движение в пазах. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, рабочие камеры, расположенные слева от вертикальной линии, сообщаются со всасывающим окном A . Их объемы увеличиваются, возникает вакуум и рабочая жидкость под действием перепада давлений поступает из бака и заполняет рабочие камеры. Так происходит процесс всасывания. В зоне перемычек между окнами объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры насоса, расположенные справа от вертикальной линии, сообщаются с нагнетающим окном B . Их объемы

уменьшаются, и находящаяся в них рабочая жидкость вытесняется через окно *Б* на выход из насоса и далее в напорную линию. Так происходит процесс нагнетания.

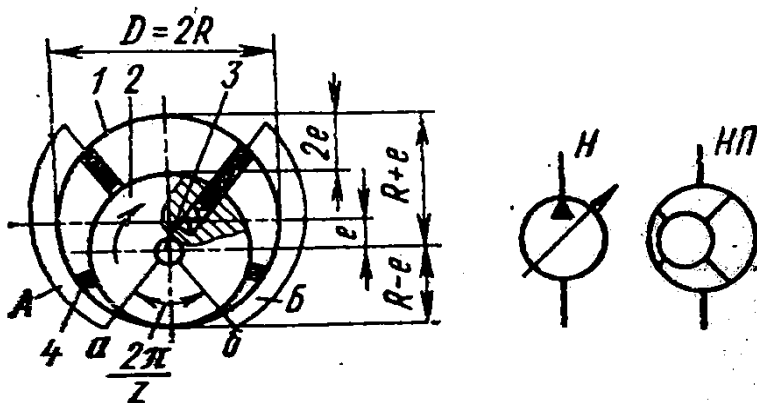


Рис. 7.3. Пластинчатый насос однократного действия

Рабочий объем V_0 пластинчатого насоса однократного действия определяют по формуле:

$$V_0 = 2e(2\pi R - zs)b,$$

где e – эксцентриситет;

R – радиус ротора;

z – число пластин;

s – толщина пластины;

b – ширина пластины.

Рабочий объем насоса регулируют, изменяя эксцентриситет. Путем смещения статора можно получать различные значения эксцентриситета по обе стороны от ротора, что позволяет осуществлять реверс подачи насоса.

Для разгрузки опор ротора от радиальных сил, возникающих под действием давления, применяют пластинчатые насосы двухкратного действия (рис. 7.4). При вращении ротора по часовой стрелке всасывание рабочей жидкости происходит через диаметрально расположенные окна всасывания $B1$ и $B2$, а вытеснение через окна $H1$ и $H2$. Так как давление жидкости действует на диаметрально проти-

в противоположные стороны ротора, то опоры разгружены от давления жидкости. Для обеспечения поджима пластин к статору по кольцевой проточке *A* подается жидкость из напорной полости.

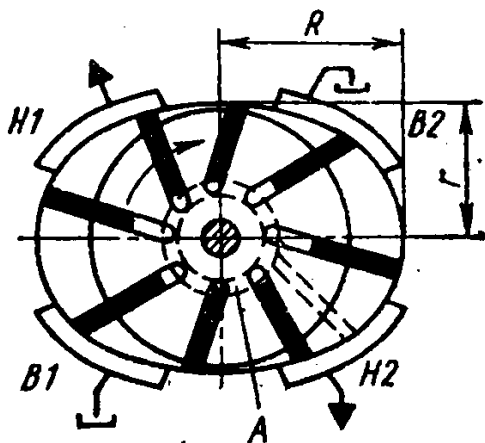


Рис. 7.4. Пластинчатый насос двукратного действия

Рабочий объем пластинчатого насоса двукратного действия:

$$V_{\text{ДВ}} = 2\pi b(R^2 - r^2),$$

где R – большая полуось статора;

r – радиус ротора.

При определении рабочего объема насоса не учтен объем, занимаемый выдвигающимися частями пластин. Как видно из формулы, пластинчатые насосы двукратного действия являются нерегулируемыми насосами.

Схема работы *пластинчатого гидромотора* показана на рис. 7.5.

Крутящий момент на валу гидромотора создается в процессе нагнетания (при подводе рабочей жидкости под давлением в рабочую камеру) в результате разности давлений на две смежные пластины:

$$M_i = p(S_1 l_1 - S_2 l_2),$$

где p – давление рабочей жидкости;

S_1, S_2 – рабочая площадь пластин;

l_1, l_2 – плечо действия равнодействующей сил давления.

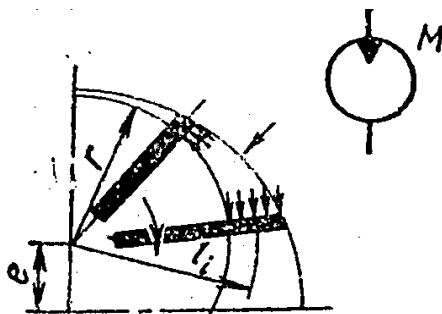


Рис. 7.5. Схема работы пластинчатого гидромотора

Полный крутящий момент равен сумме соответствующих моментов рабочих камер, соединенных с окном нагнетания, и определяется по формуле:

$$M = \sum M_i.$$

Одновременно при вращении ротора в рабочих камерах, соединенных с другим окном, происходит вытеснение рабочей жидкости из рабочих камер.

Для обеспечения работоспособности пластины изготавливают из быстрорежущих инструментальных сталей типа Р18 с закалкой до *HRC* 60–64, обработкой холодом, а затем полированием. Эти стали сохраняют механические свойства при нагреве до 400 °С. Размеры пластины имеют допуски по *g6* или *f7*, шероховатость поверхности $Ra = 0,20$ мкм.

Чтобы уменьшить трение и защемление пластин в пазах, пластины располагают под углом 7–15° к радиусу в сторону вращения ротора. Вылет пластины не должен превышать 0,3–0,4 полной ее высоты.

Статоры пластинчатого насоса изготавливают из легированных сталей, например ШХ 15, и являются прецизионными деталями, так как имеют очень тонкую профилированную внутреннюю поверхность. Шероховатость поверхности профиля $Ra = 0,1$ мкм. После закалки до *HRC* 60–64 и обработки холодом для стабилизации размеров шлифуют по копиру.

Роторы изготавливают из стали 20Х с закалкой до *HRC* 59–62. Шероховатость поверхностей боковых торцов $Ra = 0,025$ мкм, пазов $Ra = 0,20$ мкм. Пазы в роторе обрабатываются по посадке *H7*.

Боковые крышки изготавливают из стали 20Х с цементацией и закалкой до $HRC\ 59-62$. Корпуса изготавливают из серого чугуна СЧ 21–40.

Радиально-поршневые и аксиально-поршневые гидромашины

Радиально-поршневыми гидромашинами называют машины, в которых жидкость перекачивается посредством поршней, расположенных в цилиндрах, а оси поршней и цилиндров расположены радиально по отношению к оси ротора.

Радиально-поршневой насос (рис. 7.6, а) состоит из неподвижного статора 1, вращающегося ротора 2, в котором радиально выполнены цилиндры, а в цилиндрах располагаются поршни 3. Ротор и статор установлены со смещением (эксцентриситетом) e . Полости всех цилиндров посредством радиальных отверстий соединены с центральным осевым отверстием ротора, которое разделено горизонтальной перегородкой ab на две полости – всасывающую и нагнетательную, сообщенные соответственно с гидробаком и напорной гидролинией.

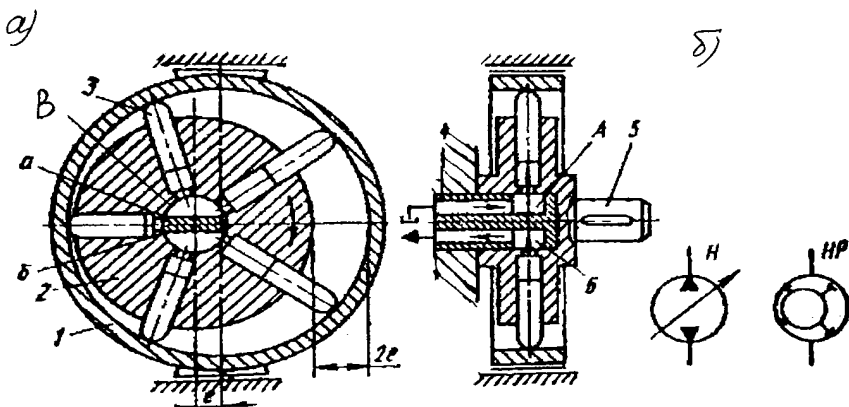


Рис. 7.6. Радиально-поршневой насос однократного действия:
а – конструкция; б – условное обозначение

Принцип работы насоса следующий. При вращении ротора, например, по часовой стрелке, поршни совершают сложное движе-

ние — они вращаются вместе с ротором и движутся возвратно-поступательно в своих цилиндрах так, что постоянно контактируют с направляющей статора. Поршни прижимаются к статору центробежными силами, давлением жидкости (при наличии подпитки) и иногда пружинами. В рабочих камерах, расположенных выше горизонтальной осевой линии, поршни перемещаются в направлении от распределителя 4. Рабочие камеры соединены с всасывающей полостью *А*. Так как объемы этих камер увеличиваются, рабочая жидкость заполняет их. Так происходит процесс всасывания. На участке перемычек *аб* цапфенного распределителя поршни не совершают поступательного движения и, следовательно, объемы рабочих камер не изменяются. Рабочие камеры, расположенные ниже горизонтальной осевой линии, соединены с полостью нагнетания *Б*. Поршни в этих камерах перемещаются в направлении к цапфенному распределителю и вытесняют рабочую жидкость из рабочих камер на выход из насоса. Так происходит процесс нагнетания.

Выдвижение поршней из цилиндров происходит за счет действия центробежных сил, а если их недостаточно, то используют принудительные методы выдвижения путем установки внутри цилиндров пружин, выталкивающих поршни, или путем установления кинематической связи между поршнем и статором. Выдвижение поршней может быть также осуществлено за счет давления жидкости путем установки подпитывающего насоса во всасывающей гидролинии. При работе гидромашин в режиме гидромотора в принудительном выдвижении поршней нет необходимости, так как они будут выдвигаться за счет давления подводимой жидкости.

Описанная конструкция является машиной однократного действия, так как за один оборот вала машины каждый из поршней совершает один цикл перекачивания жидкости, состоящий из тактов всасывания и нагнетания. Такие машины имеют возможность регулирования рабочего объема путем изменения величины смещения (эксцентриситета) оси ротора относительно оси статора. А при изменении направления смещения на обратное изменяется направление течения жидкости при том же направлении вращения ротора.

С целью увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашины выполняют в виде машин многократного действия (рис. 7.7), в которых статор имеет специальную форму внутренней поверхности, обеспечивающую многократное возвратно-поступательное движение

поршней в цилиндрах за один оборот ротора машины. Распределительный элемент в этом случае также будет более сложным и представляет собой вал, расположенный внутри ротора и имеющий радиальные отверстия, через которые жидкость подводится к цилиндрам.

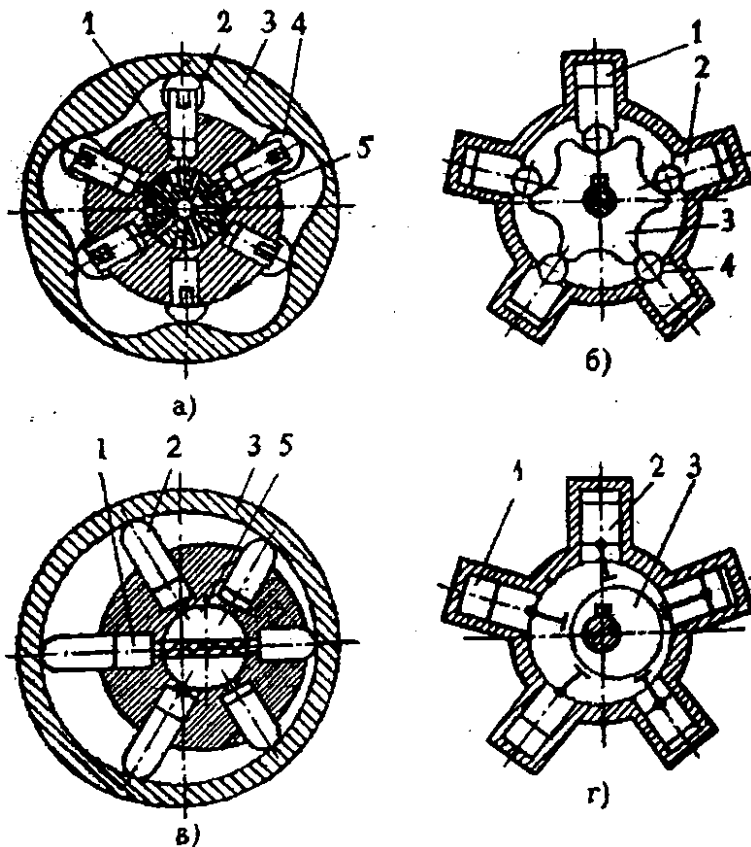


Рис. 7.7. Схема радиально-поршневых гидромоторов с внешним (а и в) и внутренним (б и г) расположением направляющей:
 1 – блок цилиндров; 2 – поршень; 3 – направляющая;
 4 – каток; 5 – распределитель

Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашинны иногда выполняют многорядными. Оси поршней в этом случае располагают в нескольких параллельных плоскостях.

Радиально-поршневые машины отличаются от других типов роторных машин высоким крутящим моментом на их валу при работе в режиме гидромотора. Особенно высокий момент создают машины многократного действия. Это определяет их основную область применения – в качестве высокомоментных гидромоторов.

Работа в режиме гидромотора. При подаче жидкости через отверстие распределителя 5 в поршневое пространство под давлением поршень 2 (см. рис. 7.7, а) перемещается в цилиндре и упирается роликом 4 в направляющую поверхность 3 статора. При воздействии на поршень рабочей жидкости сила давления всегда будет направлена вдоль его оси.

Сила нормального давления на профиль направляющей в любой точке, кроме «мертвых», составляют с осью поршня отличный от нуля угол. Вследствие этого при взаимодействии поршня с направляющей возникает тангенциальная составляющая силы которая и определяет вращающий момент на валу гидромотора, формирующийся на каждом из поршней. При движении поршня 2 к распределителю 5 его подпоршневое пространство соединяется со сливной магистралью (осевое отверстие в распределителе). Высокий крутящий момент в гидромоторах такого типа обеспечивается благодаря многократности действий. Для увеличения рабочего объема радиально-поршневые гидромашины могут выполняться многорядными.

Материалы основных деталей радиально-поршневых гидромашин выбирают с учетом режимов и условий эксплуатации, а также в зависимости от типа конструкций. Для повышения антифрикционных свойств распределительного диска и блока цилиндров соответственно применяют бронзы БрОСН 10-2-3, БрОФ 10-1 и сталь 20Х с цементацией рабочей поверхности на глубину 0,7–0,9 мм и закалкой до твердости *HRC* 58–62. Поршни изготавливают из сталей 20Х или ШХ15 с твердостью поверхности после термообработки *HRC* 58–62, а для стали 40Х с наибольшей возможной твердостью. Копир изготавливают ШХ15 с твердостью *HRC* 56–62. Статор изготавливают из чугуна СЧ 12–40 или сталей.

Требования к точности и шероховатости рабочих поверхностей идентичны тем, что предъявляются к основным деталям объемных насосов.

Аксиально-поршневой гидромашинной называют поршневую машину, у которой рабочие камеры образованы поверхностями ци-

линдров и поршней, а оси поршней и цилиндров параллельны оси вращения блока цилиндров или составляет с ней угол не более 45° . Аксиально-поршневые насосы в зависимости от расположения ротора подразделяют на насосы с наклонным диском, у которых оси ведущего звена и вращения ротора совпадают, и насосы с наклонным блоком, у которых оси ведущего звена и вращения ротора расположены под углом.

Насосы с наклонным диском имеют конструктивную схему, представленную на рис. 7.8, а. Внутри блока цилиндров 2 параллельно его оси располагаются цилиндры, в которых устанавливаются поршни 3. Все поршни одним своим концом опираются на наклонный диск 4. Блок цилиндров 2 с поршнями 3 приводится во вращение от вала 5. Для подвода и отвода рабочей жидкости к рабочим камерам в торцовом распределительном диске 1 выполнены два дугообразных окна. Для обеспечения выдвижения поршней из цилиндров применяют цилиндрические витые пружины, установленные в полостях цилиндров и воздействующие на поршень, либо используют кинематическую шарнирную связь поршней с наклонным диском.

Принцип работы аксиально-поршневого насоса заключается в следующем. При вращении вала насоса крутящий момент передается блоку цилиндров, которых также приходит во вращение. При этом поршни, контактирующие с наклонным диском, совершают сложное движение, они вращаются вместе с блоком цилиндров и одновременно совершают возвратно-поступательное движение в цилиндрах блока. Возвратно-поступательное движение поршней в цилиндрах вызывает изменение объема рабочих камер, вследствие чего происходят процессы всасывания и нагнетания жидкости.

При вращении ротора и прохождении любым из поршней углового участка от нижней (по рисунку) до верхней точки, ввиду наличия угла наклона диска, поршни, проходящие данный участок, будут выдвигаться из цилиндров, вызывая увеличение объема рабочих камер. Увеличение объема, как известно, повлечет падение давления вплоть до разрежения, достаточного для всасывания жидкости из масляного бака. Для этого в момент прохождения данного участка каждый из цилиндров соединяется со всасывающей гидролинией посредством впускного окна, имеющего дугообразную форму и выполненного в торцовом распределителе. Одновременно при вращении блока цилиндров поршни, проходящие угловой участок от

верхней (по рисунку) до нижней точки, ввиду контакта с наклонным диском задвигаются в цилиндры, что приводит к уменьшению объема рабочих камер и нагнетанию жидкости в напорную магистраль. Для выхода жидкости из цилиндров, проходящих данный участок, каждый из них на данном угле вращения соединяется с напорной магистралью посредством выпускного окна, выполненного по аналогии с впускным.

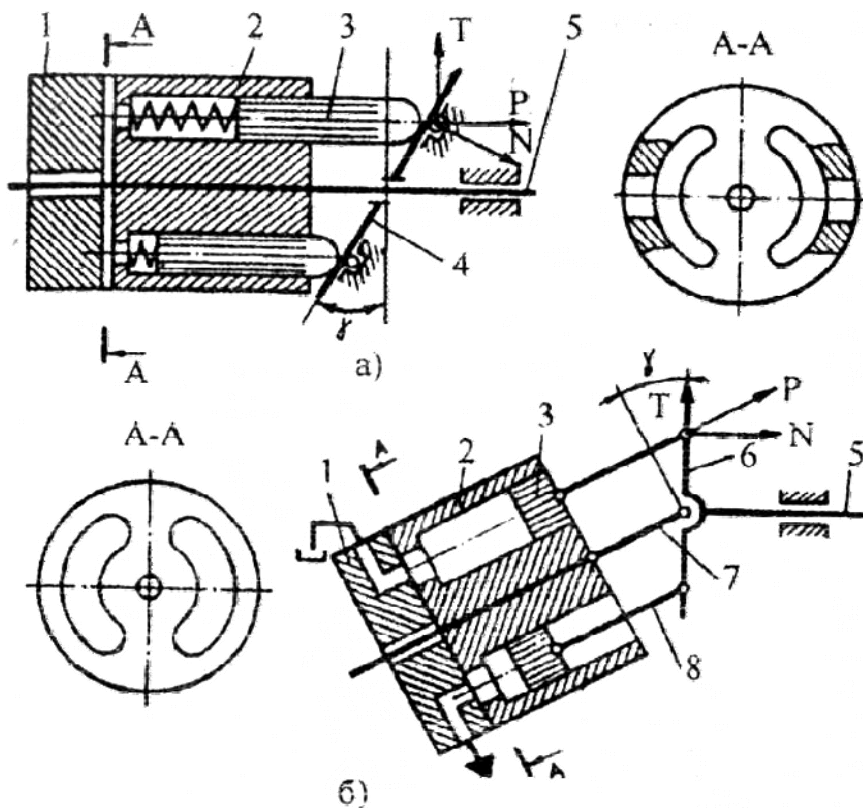


Рис. 7.8. Схема аксиально-поршневых гидромашин с наклонным диском (а) и блоком (б):

1 – распределительный диск; 2 – блок цилиндров; 3 – поршень;
 4 – наклонный диск; 5 – вал; 6 – фланец; 7 – центрирующий валик; 8 – шатун

Аксиально-поршневой насос с наклонным блоком точно так же имеет блок цилиндров с установленными в цилиндрах поршнями и

такой же торцовый распределительный диск, но отличается от насоса с наклонным диском тем, что все его поршни установлены на шатунах, а шатуны шарнирно соединены еще с одним блоком, который является ведущим и относительно которого блок цилиндров повернут на угол γ (рис. 7.8, б).

Аксиальные машины (как с наклонным диском, так и с наклонным блоком) являются обратимыми, то есть способными работать в режимах гидронасоса и гидромотора. Кроме того, эти машины могут быть выполнены регулируемыми и реверсивными. Рабочий объем данных машин может изменяться путем изменения угла наклона диска (блока), а при изменении угла наклона диска (блока) на противоположный изменяется дополнительно к этому и направление течения жидкости. При этом назначение окон всасывания и нагнетания в распределительном диске изменяется на противоположное. Кроме того, направление течения жидкости в данных машинах можно изменить путем изменения направления вращения ее вала при неизменном угле диска (блока).

Принцип работы в режиме гидромотора: рабочая жидкость под давлением поступает через распределительный диск 1 в рабочие камеры, создавая усилие, которое через поршень 3 воздействует на фланец 6. Это усилие на фланце преобразуется в две составляющие, одна из которых T направлена тангенциально к оси гидромотора и создает крутящий момент.

Аксиально-поршневые машины имеют наилучшие технические характеристики по сравнению с другими типами роторных машин. Однако в то же время они являются и наиболее дорогостоящими, что ограничивает круг их применения. Аксиально-поршневые машины имеют КПД в районе 95–98 %, являются малошумными и высокооборотными (до 30 000 мин⁻¹). В то же время они способны работать устойчиво в режиме гидромотора при малых скоростях вращения (около 3 мин⁻¹). Аксиальные машины способны развивать давление до 60–70 МПа. При эксплуатации аксиальных и радиальных поршневых машин предъявляются повышенные требования к степени очистки перекачиваемой жидкости, так как твердые примеси могут повредить обработанные с высокой точностью поверхности поршней и цилиндров.

Контрольные вопросы

1. Что такое роторные гидромашины, приведите их классификацию.
2. Как устроен шестеренный насос с внешним зацеплением зубьев?
3. Что такое пластинчатые гидромашины, их разновидности и принцип действия.
4. Как устроены и функционируют радиально-поршневые гидромашины с внешним и внутренним расположением направляющей?
5. Как работает высокомоментный радиально-поршневой гидромотор многократного действия?
6. Как устроены и функционируют аксиально-поршневые гидромашины с наклонным диском и наклонным блоком?
7. Каким образом обеспечивается прижим блока цилиндров к гидрораспределителю?
8. Как обеспечивается гидростатическая разгрузка поршней в контакте с наклонным диском?

Лабораторная работа № 8

Цель работы: изучить устройство, принцип действия гидроцилиндров, провести испытание гидроцилиндра и снять его рабочие характеристики.

Основные положения

Испытания цилиндров проводятся для снятия рабочих характеристик и проверки герметичности.

Рабочей характеристикой гидроцилиндра называются зависимости усилия на штоке и КПД цилиндра от скорости перемещения штока.

Описание установки

Установка для испытаний гидроцилиндра представляет собой часть универсального стенда. На рис. 8.1 изображена ее принципиальная гидравлическая схема.

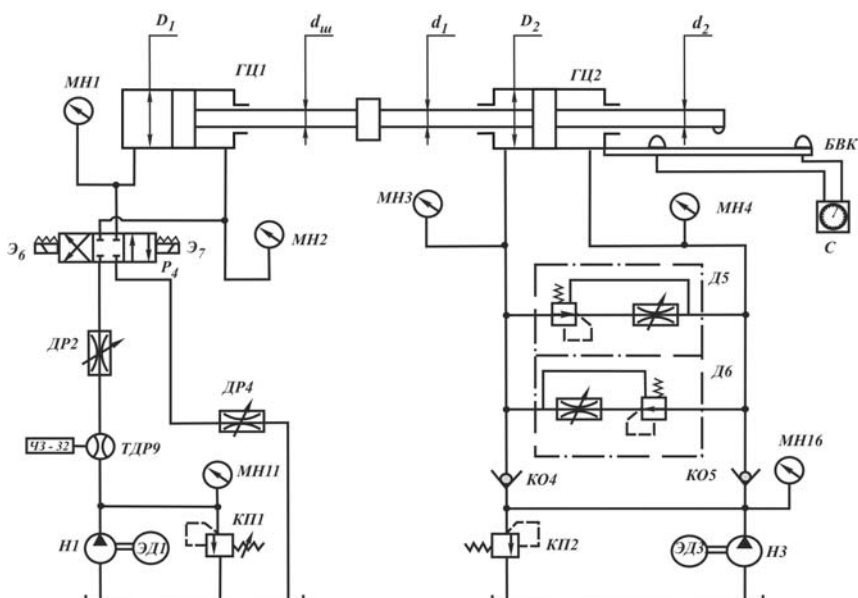


Рис. 8.1. Гидросхема установки для испытаний гидроцилиндра

Установка состоит из насоса Н1 с приводным электродвигателем ЭД1 и предохранительного клапана ПК1, распределителя Р4, дросселя Д2, испытываемого и нагрузочного цилиндра ГЦ2, которая оснащена насосом Н3 с приводным электродвигателем, нагрузочными дросселями Д5 и Д6.

Включение электромагнитов Э7 и Э6 распределителя Р4 позволяет осуществлять возвратно-поступательное движение штока гидроцилиндра ГЦ1.

Контрольно-измерительные приборы: манометры М1–М4, М11, М16, датчик расхода ТДР9, система измерения времени, за которое выходное звено нагрузочного цилиндра ГЦ2 проходит контрольный участок пути длиной 0,160 м. Эта система состоит из двух бесконтактных концевых выключателей типа БВК, включенных в систему электромеханических часов типа ПВ-53Щ, и металлического лепестка, закрепленного на одном из штоков нагрузочного цилиндра.

Порядок выполнения работы

1. Перед запуском установки необходимо галетный переключатель, расположенный на пульте управления универсального стенда, настроить на программу 4, включить кнопку «Цепи управления», «Программа пуск», наблюдать на мнемосхеме стенда включение лампочек, обозначающих программу 4. Полностью открыть дроссели Д2, Д4, Д5, Д6, закрыть дроссели Д3, Д7. Открыть предохранительный клапан ПК1 (см. рис. 8.1).

2. Включить гидронасос Н1 нажатием кнопки «Гидронасосы Н1–Н3». Настроить предохранительный клапан ПК1 на давление 3,0–3,5 МПа (контроль по манометру М11).

3. Включением электромагнита Э7 масло подается в бесштоковую полость гидроцилиндра ГЦ1, шток которого перемещается вправо. При движении штока в табл. 8.1 регистрируются и заносятся следующие величины: показания манометров М1, М2, М3, М4, время перемещения штока t , показания датчика расхода ТДР9.

4. Включением электромагнита Э6 гидроцилиндр возвращается в исходное положение.

5. Перекрываем дроссели Д5 и Д6 (6–8 положений), тем самым увеличиваем противодавление в нагрузочном цилиндре ГЦ2. Для каждого положения дросселей позиции 3–5 повторяем.

Рабочую характеристику снимаем при подаче жидкости в бесштоковую полость испытуемого гидроцилиндра ГЦ1.

Нагрузка P_H на штоке ГЦ1 от действия давления в нагрузочном гидроцилиндре вычисляется по формуле

$$P_H = p_4 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_2^2) - p_3 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - d_1^2), \quad (8.1)$$

где p_3 – давление в левой полости ГЦ2, определяемое показанием манометра М3, Па;

p_4 – давление в правой полости ГЦ2, определяемое показанием манометра М4, Па;

$D_2 = 100$ мм, $d_2 = 25$ мм, $d_1 = 50$ мм (см. рис. 8.1).

Сила противодействия $P_{пр}$ определяется по зависимости

$$P_{пр} = p_2 \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{ш}^2), \quad (8.2)$$

где p_2 – давление в штоковой полости ГЦ1, определяемое показанием манометра М2, Па;

$D_1 = 80$ мм, $d_{ш} = 40$ мм.

Усилие, развиваемое гидроцилиндром,

$$P = p_1 \frac{\pi D_1^2}{4} - P_{пр}, \quad (8.3)$$

где p_1 – давление в бесштоковой полости ГЦ1, определяемое показанием манометра М1.

Механический КПД гидроцилиндра

$$\eta_m = P_H / P. \quad (8.4)$$

Фактическая скорость перемещения штока цилиндра

$$V_\phi = l / t, \quad (8.5)$$

где l – ход поршня, $l = 160$ мм;

t – время перемещения штока цилиндра из одного крайнего положения в другое, с.

Объемный КПД гидроцилиндра

$$\eta_0 = \frac{Q_T}{Q_\Phi} = \frac{4Q_T}{\pi D_1^2 \cdot v_\Phi} \cdot 100 \%, \quad (8.6)$$

где Q_T – теоретический расход жидкости, подводимый насосом, необходимый для работы ГЦ1.

Определяется датчиком расхода ТДР9, $Q = a + b \cdot f$.

Q_Φ – фактический расход к ГЦ1.

Полный КПД гидроцилиндра

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_m. \quad (8.7)$$

По вычисленным значениям P , V_Φ , η строится рабочая характеристика гидроцилиндра.

Таблица 8.1

№ п/п	Показания манометров, Па					Время t , с	Показания датчика расхода f , Гц
	M11	M1	M2	M3	M4		

Таблица 8.2

№ п/п	P_H , Н	$P_{пр}$, Н	P , Н	V_Φ , м/с	Q_T , м ³ /с	η_m	η_0	η

Контрольные вопросы

1. С какой целью проводятся испытания гидроцилиндров?
2. Что такое рабочие характеристики гидродвигателей?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Свешников, В. К. Станочные гидроприводы: справочник / В. К. Свешников. – СПб.: Политехника, 2015. – 630 с.
2. Башта, Т. М. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т. М. Башта. – Издательский дом Альянс, 2010. – 340 с.
3. Башта, Т. М. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта, С. С. Руднев. – М.: Машиностроение, 1990. – 360 с.
4. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Средства гидропневмоавтоматики / А. Ф. Андреев, [и др.]. – Минск: ВУЗ – ЮНИТИ БГПА - ИСН, 1998. – 224 с.
5. Баранов, В. Н. Электрогидравлические следящие приводы вибрационных машин / В. Н. Баранов. – М.: Машиностроение, 1998. – 264 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Лабораторная работа № 1. Определение вязкости минеральных масел	3
Лабораторная работа № 2. Определение напоров в трубопроводе.....	9
Лабораторная работа № 3. Гидравлические дроссели и регуляторы потока.....	14
Лабораторная работа № 4. Гидроклапаны, делители и сумматоры потока	26
Лабораторная работа № 5. Гидрораспределители.....	36
Лабораторная работа № 6. Экспериментальное определение статических характеристик золотникового дросселирующего гидрораспределителя.....	44
Лабораторная работа № 7. Роторные гидромашины.....	49
Лабораторная работа № 8. Определение рабочих характеристик гидродвигателей (гидроцилиндров).....	64
Библиографический список.....	68

Учебное издание

ФИЛИПОВА Людмила Геннадьевна
ЕРМИЛОВ Сергей Владимирович

**ГИДРАВЛИКА, ГИДРОПРИВОД
И ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА:
ПРАКТИКУМ**

Пособие
для студентов специальности
1-37 01 02 «Автомобилестроение (по направлениям)»

Редактор *В. И. Акуленок*
Компьютерная верстка *Е. А. Беспанской*

Подписано в печать 29.06.2020. Формат 60×84 ¹/₁₆. Бумага офсетная. Ризография.
Усл. печ. л. 4,07. Уч.-изд. л. 3,18. Тираж 100. Заказ 756.

Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический университет.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя
печатных изданий № 1/173 от 12.02.2014. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.